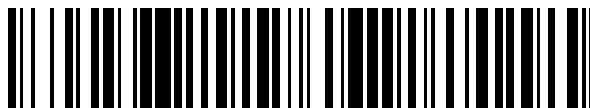


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 427 648**

21 Número de solicitud: 201200343

51 Int. Cl.:

F02C 1/10 (2006.01)

F02C 7/10 (2006.01)

12

SOLICITUD DE PATENTE

A1

22 Fecha de presentación:

30.03.2012

43 Fecha de publicación de la solicitud:

31.10.2013

71 Solicitantes:

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID (50.0%)
C/ Ramiro de Maeztu, 7
28040 Madrid ES y
UNIVERSIDAD NACIONAL DE EDUCACIÓN A
DISTANCIA (50.0%)

72 Inventor/es:

MARTINEZ-VAL PEÑALOSA, José María;
MUÑOZ ANTÓN, Javier;
AMENGUAL MATAS, Rafael Rubén;
ABBAS CÁMARA, Rubén;
PIERA CARRETE, Mireia;
MONTES PITA, María José;
ROVIRA DE ANTONIO, Antonio;
RAMOS MILLÁN, Alberto;
VALDÉS DEL FRESNO, Manuel y
ABÁNADES VELASCO, Alberto

54 Título: **Ciclo Brayton con refrigeración ambiental próxima a la isoterma crítica**

57 Resumen:

Ciclo Brayton con refrigeración ambiental próxima a la isoterma crítica.

Ciclo cerrado regenerativo, cuya temperatura mínima del fluido de trabajo es a su vez próxima a la temperatura crítica, pero superior a ella, y próxima a la temperatura ambiente usada para refrigeración del foco frío; seleccionándose el valor de la isóbara de alta en coincidencia con la denominada isóbara suprema, que presenta el máximo valor medio de calor específico a presión constante, dentro de la zona peri-crítica, por encima de la isoterma crítica, y delimitada en presión entre un quinto y cinco veces la presión crítica, fijando la isóbara de baja por proporcionar el máximo de una razón en la que el numerador es el trabajo específico, y el denominador es la suma de los valores absolutos de la variación de entalpía específica de cada etapa del ciclo.

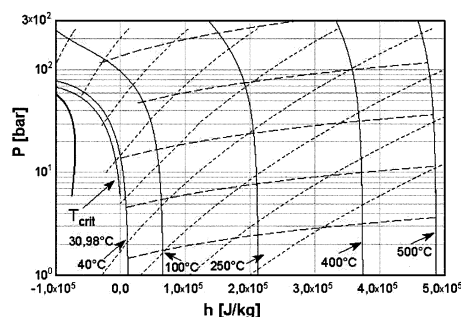


Figura 1

ES 2 427 648 A1

DESCRIPCIÓN

CICLO BRAYTON CON REFRIGERACIÓN AMBIENTAL PRÓXIMA A LA ISOTERMA CRÍTICA

SECTOR DE LA TÉCNICA

La invención se refiere a un ciclo termodinámico que evoluciona según un ciclo Brayton, en el que se tiene especialmente en cuenta la temperatura del foco caliente y la del foco frío, que es el medio ambiente, bien la hidrosfera, bien la atmósfera. Su uso resulta de interés relevante en la industria energética, particularmente cuando el foco calorífico es de temperaturas reducidas respecto de lo habitual en las centrales de combustión química. Ello hace que sea especialmente aplicable a la energía termosolar o a la geotérmica. También puede ser aplicable como ciclo de baja temperatura que recoja el calor excedente de un ciclo de alta temperatura.

PROBLEMA TÉCNICO A RESOLVER Y ANTECEDENTES DE LA INVENCION

En el estado de la técnica son ampliamente conocidos los ciclos termodinámicos de tipo Brayton (también llamado Joule-Brayton). Los antecedentes de este ciclo se encuentran en la patente estadounidense US 125 166 A, solicitada por George B. Brayton en 1872. En este documento se presentó la evolución de un fluido en una máquina de pistón; el ciclo ideal consiste en: 1) la compresión isentrópica de un fluido, 2) aporte de calor a presión constante, 3) expansión isentrópica del fluido, y 4) cesión de calor a presión constante hasta volver a las condiciones iniciales. El ciclo de Brayton ha sido usado con gran profusión en aplicaciones energéticas, siendo la base teórica de las turbinas de gas.

En el estado de la técnica se conocen ciclos termodinámicos para obtención de potencia que emplean fluidos que están en estado térmicamente supercrítico en todo el ciclo, es decir, no bajan por debajo de la temperatura crítica T_{cr} y por tanto no sufren condensación, ni siquiera parcialmente, lo cual es distintivo de los ciclos Brayton.

Además de los ciclos Brayton que siguen fielmente la descripción de las cuatro fases dichas anteriormente, el concepto del Brayton se amplía a los llamados ciclos regenerativos, en los cuales la temperatura de salida de la turbina es superior a la de salida del compresor, por lo que conviene transferir el calor excedente del fluido a la salida de la turbina, y por tanto en la rama de baja presión, al fluido a alta presión, tras la salida del compresor, antes de recibir éste la aportación de calor procedente del foco caliente de la instalación. Ello implica que en la materialización del ciclo regenerativo haya un elemento constructivo

más, que es el intercambiador de calor regenerativo, con dos circuitos, uno más caliente y a menor presión, en el cual el fluido se enfría, y otro más frío y a mayor presión, en el cual el fluido se calienta.

5 A continuación se expone un análisis documental de las invenciones más cercanas a este dominio termodinámico, teniendo en cuenta el objetivo de optimizar el funcionamiento para los niveles que se fijan de temperatura máxima T_M que el fluido de trabajo va a alcanzar, por el foco caliente que se dispone, y la temperatura mínima T_n según el foco frío de que se disponga. Así, es pertinente citar el documento EP 1 801 364 A1, que se refiere a un ciclo termodinámico,
10 tipo Rankine, que evoluciona durante la expansión en turbina a temperaturas superiores a la isoterma crítica, si bien después el fluido evoluciona dentro de la campana bifásica, produciéndose la condensación hasta la fase de líquido saturado, y de ahí evolucionando mediante un bombeo a la presión de caldera y su entrada en turbina. Por tanto, a diferencia de la invención que aquí se presenta, el fluido de trabajo del documento EP 1 801 364 A1 sufre cambios de
15 fase.

La patente estadounidense US 8 006 496 B2 describe un dispositivo que convierte energía térmica en mecánica mediante ciclos termodinámicos como Rankine o Brayton, entre otros. Sin embargo, tal y como se aprecia en su figura
20 2A, en una fase del ciclo el fluido de trabajo evoluciona dentro de la campana bifásica, produciéndose por tanto un cambio de fase en esa evolución. En otras configuraciones (véase la figura 2C), el ciclo no evoluciona dentro de la zona bifásica de la campana, pero la temperatura de trabajo en algunas partes del ciclo es inferior a la isoterma crítica. En la parte introductoria de esta patente se realiza un análisis extenso de la literatura precedente de propiedad industrial en
25 este campo, no apareciendo en ella ninguna referencia al dominio termodinámico que se propone en esta invención, ni a las prescripciones que se establecen sobre el fluido termodinámico y su ciclo de trabajo.

El documento US7926276 describe un ciclo Brayton cerrado regenerativo
30 cuya originalidad reside en la fuente calor, con un metal fundido y un oxidante, pero no prescribe ninguna condición termodinámica para el ciclo.

El documento WO20011018663 expone otro tipo de Brayton cerrado, con máquinas de desplazamiento positivo, sin especificaciones para el foco frío ni para la fase regenerativa de recuperación interna de calor.

35 El documento US2009308072 describe un Brayton abierto, radicando la novedad en el uso de energía solar para activar la extracción de hidrógeno de un hidruro, para ser usado en una cámara de combustión.

La solicitud US2010162792 también utiliza la fuente solar térmica para activar un Brayton, pero éste es convencional y abierto, presuntamente útil para propulsión de aviones no tripulados.

5 El documento WO2009125103 presenta modificaciones a un Brayton cerrado relativas a efectuar por etapas la compresión y la expansión, pero no sitúa el ciclo en ninguna zona concreta del mapa de las propiedades termodinámicas.

La solicitud US2011113780 describe un Brayton cerrado que usa CO₂ como fluido de trabajo, pero usando como foco frío un recuperador de calor para 10 alimentar energéticamente un ciclo Rankine, por lo que se trata de un ciclo combinado, similar a los habituales, pero con ciclo cerrado.

En la solicitud CA2740259 se presenta una variante de Brayton cerrado usando la gasificación de gas natural como foco frío.

15 Ninguno de los documentos referenciados contiene información relativa a la invención que se presenta aquí.

Por otro lado, Chen *et al.* en "*A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*" (Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14 (2010), pp. 3059-3067, Elsevier) hace una revisión de ciclos Rankine, algunos de ellos supercríticos, con distintos fluidos de trabajo 20 orgánicos. En ningún caso, la evolución del ciclo se efectúa completamente en la zona de temperatura mayor a la isoterma crítica, produciéndose siempre un cambio de fase a través de la campana bifásica en la parte de refrigeración.

A continuación se hace una descripción termodinámica de los ciclos tipo Brayton, con atención especial a los que usan gas ideal como fluido de trabajo, 25 por ser los más extendidos, siendo aire, o una combinación similar, el fluido de trabajo en cuestión, que evoluciona a temperaturas superiores a la crítica, sin cambio de fase (lo cual puede visualizarse con facilidad en un diagrama P-h, presión-entalpía, o T-S, temperatura-entropía). El ciclo Brayton dominante es el de las turbinas de gas, tanto de generación de energía eléctrica como de 30 propulsión, aeronáutica principalmente, y en ellos la presión de la isóbara baja es la atmosférica, pues el escape está abierto a la atmósfera, y así mismo se toma de la atmósfera el aire comburente, siendo realmente un ciclo abierto. En estas aplicaciones la temperatura máxima del ciclo, al final de la isóbara superior, antes de la expansión en la turbina, alcanza varios centenares de 35 grados por encima de los 1000 °C, y a la salida de la turbina el gas de escape tiene aún temperaturas muy altas, de 500 °C y más, es decir, muy por encima de las temperaturas ambientales. Por lo común, se aprovecha ese calor, en los

llamados ciclos combinados, alimentando térmicamente un ciclo Rankine de agua/vapor con los gases de escape del Brayton.

También cabe diseñar y operar ciclos Brayton cerrados, en los que el fluido de trabajo se mantiene continuamente dentro de dispositivos y conductos no abiertos a la atmósfera. En estos ciclos Brayton, el gas de salida de la turbina, o de la máquina expansora en general, puede estar a muy alta temperatura, y en vez de refrigerarse todo ese calor con un foco frío exterior, lo que se hace es aprovechar parte de ese calor regenerativamente, transfiriéndoselo al fluido a alta presión tal como sale del compresor.

Obviamente, cuando la temperatura a la salida de la turbina es menor o igual que la temperatura a la salida del compresor, no cabe hacer un ciclo regenerativo.

El límite teórico común de los casos regenerativos y no regenerativos es cuando coinciden las temperaturas de salida del compresor y de salida de la turbina, que se denominará caso ajustado, el cual sirve por tanto de referencia común.

En un ciclo no regenerativo, la temperatura de salida del compresor puede seleccionarse de manera que sea mayor que la del caso ajustado, para lo cual hay que usar una razón de presiones, entre la presión de alta P_a y la de baja P_b , mayor que la razón de presiones del caso ajustado. No obstante, en esa tendencia existe también un límite, superior, que es el de la máxima temperatura T_M que puede conseguir el fluido de trabajo en función del foco caliente del que se dispone. Se analizan posteriormente sendos límites, el caso ajustado y el superior, y sus implicaciones en el rendimiento y en el trabajo específico neto generado. Para completar la descripción termodinámica ya se ha denominado T_n a la menor temperatura que adquiere el fluido de trabajo, en función del foco frío que se tiene. Se denomina "c" a la razón de presiones o razón de compresión, que es el cociente P_a/P_b ; siendo P_a la presión superior o alta, y P_b la inferior o baja. Por último, se denomina γ al cociente entre los calores específicos a presión y a volumen constante; C_p y C_v respectivamente.

En la explicación subsiguiente, inicialmente se van a suponer gases ideales en maquinaria ideal, sin irreversibilidades. Esa referencia sirve a efectos orientativos, de qué sucede y por qué. Posteriormente se considerarán fluidos que, en una determinada región termodinámica, no se manifiestan como ideales, aunque en la mayor parte de los estados termodinámicos, sí se comporte como gas ideal. En esas regiones no ideales, se buscarán propiedades de los gases que ofrezcan mejores resultados cuando se explotan en un ciclo de potencia. Y por último, habrá que tener en cuenta que la maquinaria no es reversible, sino

con notorias pérdidas, las cuales también afectan a los intercambiadores de calor

Cuando un gas ideal, con C_p y C_v constantes, evoluciona a lo largo de una isentrópica, la razón entre la temperatura T_{al} a la presión P_a y la temperatura T_b a la presión P_b es:

$$T_{al}/T_b = c^{(\gamma-1)/\gamma}$$

Cuando el gas no es ideal, o C_p y C_v no son constantes, la relación anterior no rige, pero se puede emplear una relación similar usando una expresión de γ que ya no es el cociente entre los calores específicos a presión constante y a volumen constante, sino un coeficiente adiabático de carácter fenomenológico, k , de tal forma que con carácter general se usará la expresión:

$$T_{al}/T_b = c^{(k-1)/k}$$

donde "k" ya no será un valor directamente ligado a propiedades básicas, como C_p y C_v .

Partiendo de la entrada en la máquina expansora (turbina, de tornillo, scroll (arrollado),...) el ciclo cerrado no regenerativo se define idealmente por dos isóbaras y dos isentrópicas, con las siguientes fases:

1. Expansión isentrópica que se efectúa en la máquina expansora, desde la línea isóbara de alta P (punto de alta T en dicha línea, al cual se denomina punto A como identificador interno de este documento, para aliviar su redacción sin merma de precisión, y en el cual se alcanza T_M) hasta la línea de baja P (punto de alta T en esa isóbara, al que se denomina punto B).
2. Refrigeración exterior en el foco frío, siguiendo en la línea isóbara de baja P , desde el punto B al punto C, que es el punto de salida del foco frío, donde el gas alcanza la temperatura T_n . El foco frío está constituido por un intercambiador, por cuyo circuito primario circula el fluido de trabajo, y por cuyo secundario circula el refrigerante exterior, siendo la atmósfera o la hidrosfera el sumidero último de ese calor; con variedad de dispositivos que pueden efectuar la refrigeración exterior.
3. Compresión isentrópica desde el punto C, que es el de más baja T de la isóbara de baja P , hasta la isóbara de alta P , denominando punto D, al de final de esa compresión, que es el punto de menor T en esa isóbara alta del ciclo. La compresión se realiza en un compresor, seleccionado para ajustarse a la razón de compresión fijada.

4. Aportación esencial de calor, proveniente de al menos un foco calorífico, como puede ser un dispositivo captador de energía solar, o un intercambiador de calor cuyo primario sea la combustión de cualquier combustible, sea biomasa, combustible fósil, etc. Esta aportación se produce a lo largo de la línea isóbara de alta P, desde el punto D hasta el punto A.

Al ciclo se le puede dar un carácter más general suponiendo que la compresión y la expansión no son exactamente isentrópicas, sino politrópicas, con coeficientes y que recogen las peculiaridades de las máquinas y del fluido. Ahora bien, al no conocerse a priori estas peculiaridades, el análisis teórico puede basarse en las evoluciones isentrópicas, que están perfectamente definidas.

El rendimiento η del ciclo puede definirse en función de las entalpías específicas del fluido, según la expresión

$$\eta = ((h_A - h_B) - (h_D - h_C)) / (h_A - h_D)$$

o alternativamente como

$$\eta = ((h_A - h_D) - (h_B - h_C)) / (h_A - h_D)$$

Se aprecia que el rendimiento depende de la variación de las propiedades termodinámicas en el dominio general presión-temperatura (P,T) si bien pueden usarse otras representaciones. En particular es útil la expresión de estas propiedades en un diagrama (h, P) de coordenadas "entalpía específica" (h, en abscisas) y "presión" (P, en ordenadas), pues los intercambios térmicos se miden en variaciones de entalpía, y el trabajo de las máquinas, bien sea negativo o consumido (en las máquinas compresoras) bien sea positivo o realizado hacia el exterior (en las máquinas expansoras) también se mide en variaciones de entalpía. Denominando Δh_c al incremento de entalpía específica en el fluido de trabajo a su paso por el compresor, y m' al caudal másico de fluido de trabajo, la potencia mecánica N_c consumida por éste es

$$N_c = \Delta h_c \cdot m'$$

Análogamente, llamando Δh_t al decremento de entalpía en el fluido de trabajo a su paso por la turbina o máquina expansora, la potencia mecánica ejercida por ésta es

$$N_t = \Delta h_t \cdot m'$$

Y la potencia neta que queda como potencia útil N en el eje común de ambas máquinas, que a su vez es el eje del generador eléctrico, es

$$N = N_t - N_c = m' \cdot (\Delta h_t - \Delta h_c)$$

En ambas evoluciones del fluido dentro de cada máquina se considera que la transformación es de tipo isentrópica, lo que hace que las formas que adquieren las líneas isentrópicas en el mapa (h, P), o en cualquier otro diagrama termodinámico, sean de suma importancia para definir las prescripciones del ciclo. En la máquina expansora, el gas ideal evoluciona a lo largo de una línea de entropía constante, S_t , cayendo desde la presión de alta P_a a la de baja P_b ; reduciéndose la entalpía del fluido, lo cual se convierte en potencia aplicada al eje de la máquina. En el compresor, se aplica potencia a su eje para que el fluido gane entalpía, y pase desde la presión de baja P_b a la de alta P_a a lo largo de una línea de entropía constante S_c . Así pues, la ecuación de la potencia útil en el eje se puede escribir

$$N = m' \cdot \int \{ (\partial h / \partial P)_{S_t} - (\partial h / \partial P)_{S_c} \} dP$$

La integral del miembro de la derecha se extiende desde la presión de baja P_b a la de alta P_a , lo cual da idea de la importancia de que la primera derivada del integrando sea mayor que la segunda. En otras palabras, la pendiente de la isentrópica de expansión ha de ser mayor que la de compresión para que se pueda obtener trabajo útil en el eje de la máquina.

Las derivadas del integrando anterior, de la entalpía respecto de la presión a entropía constante, son iguales al volumen específico, V , correspondiente a cada isentrópica, para cada nivel de presión, esto es

$$N = m' \cdot \int \{ V_{S_t} - V_{S_c} \} dP$$

Análogamente son importantes las isotermas, pues las temperaturas están relacionadas con la aportación de calor en el foco calorífero, y con la refrigeración en el foco frío. Las isotermas son por tanto líneas esenciales para definir las condiciones de contorno en la que se tiene que mover el ciclo.

Hay que hacer constar que, por las irreversibilidades propias de toda evolución termodinámica real y que transcurre en un tiempo finito, las evoluciones antedichas del ciclo no corresponden exactamente a isóbaras, cuando se han definido como tales, pues la presión va disminuyendo en cierta medida a lo largo de esa fase, ni las isentrópicas son tales, pues la entropía va creciendo. Estos efectos se tendrán en cuenta a la hora de las aplicaciones concretas, pues dependen mucho de las máquinas y de los circuitos empleados

para mover el fluido; pero para definir el ciclo, e incluso dar prescripciones sobre sus parámetros termodinámicos, se va a emplear su definición teórica.

Posiblemente, de tener identificadas las máquinas compresoras y expansoras utilizadas en la materialización del ciclo, se podrían ajustar mejor las fases de expansión y compresión por medio de transformaciones politrópicas con exponentes ajustados a las evoluciones reales; pero al variar estos exponentes de unas máquinas a otras, la formulación ha de hacerse en la representación teórica de las isentrópicas, en función del coeficiente γ , para el caso de gas ideal, o de k , para los de comportamiento no ideal.

10 A la potencia de la aportación externa de calor en el foco caliente se le denomina Q' , y a su variación de entalpía específica la denominamos Δh_q , siendo la expresión de Q' en vatios

$$Q' = m' \cdot (h_A - h_D) = m' \cdot \Delta h_q$$

A potencia de la extracción, a la atmósfera o hidrosfera, del calor en el foco frío se le denomina E' , y a su variación de entalpía específica (en valor absoluto) la denominamos Δh_e , siendo la expresión de E'

$$E' = m' \cdot (h_B - h_C) = m' \cdot \Delta h_e$$

Nótese que la potencia útil es proporcional a la diferencia ($\Delta h_t - \Delta h_c$) mientras que la variación de entalpía específica para mantener el ciclo es el incremento desde su punto de más baja entalpía, a la salida del foco frío, al punto de entalpía más alta, a la salida del foco caliente, lo cual se puede expresar, en valores absolutos de las variaciones de entalpía, como

$$\Delta h_c + \Delta h_q$$

o equivalentemente

25 $\Delta h_t + \Delta h_e$

Por último, pero no menos importante, es preciso considerar la refrigeración del foco frío, pues cuanto más baja sea la temperatura a la que se realiza, mayor será el rendimiento, a igualdad del resto de las variables del ciclo. Esto se ha de compatibilizar con que el fluido de trabajo no debe nunca traspasar hacia abajo su temperatura crítica, para que no entre en condensación por cambio de fase. Así pues, la temperatura mínima que alcance el fluido en el ciclo, denominada T_n tiene que ser mayor que la temperatura crítica de dicho fluido, T_{cr} .

Esta es una primera indicación de la importancia del punto crítico en esta invención, según se explica en el apartado siguiente.

Esta revisión del estado del arte se ha de completar con la exposición de las propiedades del ciclo Brayton no regenerativo cuando el fluido de trabajo es gas ideal, que es la aplicación por antonomasia. Se parte de unas condiciones operativas que son;

- 5 - La presión de alta P_a
- La presión de baja P_b
- La máxima temperatura alcanzada por el gas de trabajo, $T_M = T_A$, pues se alcanza en el punto A
- La mínima temperatura alcanzada por el gas de trabajo, $T_n = T_C$, pues se alcanza en el punto C.

10

Es conocido que el rendimiento del ciclo Brayton de gas ideal sólo depende de la razón de compresión, c , según la ecuación:

$$\eta = 1 - (1/c)^{(Y-1)/Y} = 1 - c^{(1-Y)/Y}$$

Pero a su vez se cumple

15 $T_A/T_B = T_D/T_C = c^{(Y-1)/Y}$

En el caso de ser un ciclo ajustado, es decir, $T_D = T_B$, se tiene

$$T_A/T_C = T_M/T_n = c^{2(Y-1)/Y}$$

Y además se cumple que

$$T_B = T_D = (T_A \cdot T_C)^{1/2}$$

- 20 Teniendo en cuenta la expresión del rendimiento, al particularizarlo para el caso ajustado se llega a

$$\eta = 1 - (T_n/T_M)^{1/2}$$

lo cual siempre es menor, lógicamente, que el rendimiento de Carnot, η_C

$$\eta_C = 1 - (T_n/T_M)$$

- 25 El ciclo, no obstante, no tiene por qué ser ajustado, pues T_D puede ser mayor que T_B , aunque ello exige mayor razón de compresión. De hecho, esta razón puede aumentar hasta que T_D coincida con T_M , y por tanto, con T_A . La máxima razón de compresión c_M que conduce a ese estado cumple la ecuación siguiente:

$$T_A/T_C = T_M/T_n = c_M^{(Y-1)/Y}$$

- 30 En este caso, el rendimiento del ciclo es

$$\eta = 1 - (T_n/T_M)$$

- es decir, iguala al de Carnot que evoluciona entre las mismas temperaturas extremas, y llega por tanto al máximo posible, pero con un inconveniente muy grave: en realidad no existe ciclo, pues la isentrópica de compresión coincide con la de expansión. No hay, por tanto, calor absorbido del foco caliente, que en parte sea transformado en energía mecánica y el resto evacuado al foco frío. A efectos reales es un ciclo inútil, que en las condiciones ideales supuestas, sin irreversibilidades, tendría a una máquina comprimiendo y a otra expandiendo, sin
- 35

consumo ni generación de energía. En la práctica, como las irreversibilidades son inapelables, no podría funcionar sino consumiendo energía.

Este es el cuadro convencional de un Brayton cerrado no regenerativo, que tiene unos límites de rendimiento y utilidad dados por las ecuaciones anteriores. Sin embargo, la naturaleza, de manera espontánea o por síntesis artificial, dispone de otros fluidos cuyas características no son las de gas ideal. Más concretamente, en una amplia mayoría de fluidos, por encima de la isoterma crítica, pero en cercanía del punto crítico, existe una zona en el diagrama (h , P), que podemos llamar zona peri-crítica, en la cual los valores del calor específico a presión constante son muy superiores a los valores en puntos alejados de esta zona. Esto se habrá de tener en cuenta, tanto para el ciclo no regenerativo como para el regenerativo, que se describe a continuación.

Partiendo de la entrada en la máquina expansora (turbina, de tornillo, scroll,...) el ciclo cerrado regenerativo se define idealmente por dos isóbaras y dos isentrópicas, con las siguientes fases, teniendo en cuenta que en el ciclo aparecen dos puntos significativos más, por lo que todos se reenumeran según sigue:

1. Expansión isentrópica que se efectúa en la máquina expansora, desde la línea isóbara de alta P (punto de alta T en dicha línea, al cual se denomina punto 101 como identificador interno de este documento, para aliviar su redacción sin merma de precisión) hasta la línea de baja P (punto de alta T en esa isóbara de baja, al que se denomina punto 102) denominando S_i a la entropía de esa isentrópica.
2. Enfriamiento regenerativo, que tiene lugar en el lado de baja P del intercambiador de calor regenerativo, pasando el fluido del punto 102 al punto de salida de dicho intercambiador, al que se denomina punto 103, que se encuentre en la línea de baja P , siendo la temperatura del punto 103 igual o mayor que la T del punto de salida del compresor, al final de la fase 4 (al que se denomina punto 105).
3. Refrigeración exterior en el foco frío, siguiendo en la línea isóbara de baja P , desde el punto 103 al punto 104, que es el punto de salida del foco frío. El foco frío está constituido por un intercambiador, por cuyo circuito primario circula el fluido de trabajo, y por cuyo secundario circula el refrigerante exterior, siendo la atmósfera o la hidrosfera el sumidero

último de ese calor; con variedad de dispositivos que pueden efectuar la refrigeración exterior.

4. Compresión isentrópica desde el punto 104, que es el de más baja T de la isóbara de baja P, hasta la isóbara de alta P, siendo el punto 105 el que designa la salida del compresor. La compresión se realiza en un compresor, seleccionado para ajustarse a la razón de compresión fijada, denominando S_c a la entropía de esa isentrópica.
5. Calentamiento regenerativo, que tiene lugar en el lado de alta P del intercambiador de calor regenerativo, pasando el fluido del punto 105 al punto 106 a lo largo de la línea de alta P, y siendo la temperatura del punto 106 igual o menor que la T del punto de salida de la máquina expansora, al final de la fase 1 (punto 102). El punto denominado 106 es el punto de salida del intercambiador de calor regenerativo, en el circuito de alta P. En el ciclo ideal, la entalpía ganada en esta fase ($h_{106} - h_{105}$) es igual a la perdida en la fase 2, ($h_{102} - h_{103}$).
6. Aportación esencial de calor, proveniente de al menos un foco calorífico, como puede ser un dispositivo captador de energía solar, o un intercambiador de calor cuyo primario sea la combustión de cualquier combustible, sea biomasa, combustible fósil, etc. Esta aportación se produce a lo largo de la línea isóbara de alta P, desde el punto 106 hasta el punto 101.

El rendimiento η del ciclo puede definirse como

$$\eta = ((h_{101} - h_{102}) - (h_{105} - h_{104})) / (h_{101} - h_{106})$$

o alternativamente como

$$\eta = ((h_{101} - h_{106}) - (h_{103} - h_{104})) / (h_{101} - h_{106})$$

Todos los ciclos regenerativos tienen esencialmente la misma ventaja, y es que los valores de V_{st} y V_{sc} no están directamente acoplados, pues los separa la fase regenerativa, y cuanto más los separe, mayor será el primero respecto del segundo, y mayor por tanto la potencia N generada, que corresponde a:

$$N = m' \cdot \int \{ V_{st} - V_{sc} \} dP$$

Lógicamente, esa mejora comporta un coste, que es el del intercambiador regenerativo, lo cual se valorará debidamente.

Este ciclo cerrado regenerativo se ha considerado, sobre todo en los últimos avances del estado del arte, para presiones (incluida la isóbara de baja) por encima de la presión crítica del fluido, P_{cr} , tal como se ha señalado en

relación con la patente estadounidense US 8 006 496 B2 (particularmente su figura 2C).

En la invención presentada en esta solicitud, se ha estudiado bajo una óptica nueva la conveniencia de que el foco frío de un ciclo Brayton regenerativo sea directamente el ambiente circundante, bien la atmósfera, bien la hidrosfera, seleccionando el fluido de trabajo para que sus propiedades se ajusten a las condiciones idóneas para producir un alto rendimiento en el ciclo, para convertir en energía mecánica útil, en el eje de las máquinas, una fracción apreciable de la energía térmica aportada desde el foco calorífico. Esa selección del fluido se hace en relación a la antedicha condición de contorno fundamental de emplear directamente el medio ambiente para tal fin, bien sea la hidrosfera, bien sea la atmósfera, lo cual vendrá caracterizado por la climatología del lugar en el que se vaya a ubicar una planta que funcione de acuerdo a este ciclo. En esa climatología se identificará la distribución anual de temperaturas, o esa misma distribución referida solo a los momentos (diarios, estacionales) en los que vaya a funcionar la planta. De esos valores estadísticos se deduce una distribución Normal con una temperatura media T_{av} y una desviación típica σ ; a partir de los cuales se puede seleccionar el valor representativo T_r de la temperatura de refrigeración. Si se toma T_r como $T_{av} + \sigma$, sólo el 16% del tiempo habrá una temperatura ambiental por encima de ese valor de T_r , y si se toma T_r como $T_{av} + 2 \cdot \sigma$, sólo el 2,5% del tiempo habrá una temperatura ambiental por encima de este otro valor de T_r . En definitiva, se seleccionará un valor de T_r de acuerdo con los criterios técnico-económicos del proyecto al que se aplique la invención, y dicho valor de T_r tendrá su participación en las prescripciones de la invención.

La invención consiste en aprovechar las especificidades de algunos fluidos para hacer funcionar un ciclo Brayton cerrado, operando en unas condiciones de presión que optimizan su funcionamiento para unas condiciones de temperatura dadas en los focos caliente y frío, caracterizadas por los valores T_M y T_n . Para ello se tendrá en cuenta no sólo el rendimiento energético ordinario, sino lo que cuesta generar la unidad de energía, incluyendo todos los componentes que constituyen el ciclo, medido en términos entálpicos y medido también con la ponderación económica correspondiente a cada componente, lo cual conduce a expresar la invención en términos de seleccionar el fluido en función de su punto crítico termodinámico, y seleccionar asimismo las isóbaras de funcionamiento, y los puntos de arranque de cada fase del ciclo.

DESCRIPCIÓN DE LA INVENCION

En los ciclos Brayton sin recuperación posible de calor, por ser la temperatura de salida de la compresión mayor o igual que la de salida de la expansión, para el caso de gas ideal, el rendimiento ya se ha visto que solo
 5 depende de la razón de compresión, c ,

$$\eta = 1 - (1/c)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

variando el valor de c desde su límite inferior, que corresponde al caso ajustado, al superior, que es el de $T_D = T_A = T_M$, correspondiendo a este último el mayor rendimiento, que es el de Carnot; y al límite del caso ajustado, el menor
 10 de los rendimientos. Ahora bien, si se multiplica el rendimiento por el calor aportado en la isóbara superior, se obtiene el efecto útil del ciclo, Y , que es el trabajo específico neto realizado

$$Y = \eta \cdot C_p \cdot (T_M - T_D)$$

Llamando x a $c^{(\gamma-1)/\gamma}$ y usando la relación entre T_D y T_n para la isentrópica
 15 del compresor, se puede obtener el máximo de la función Y respecto de x (que es igual a maximizar respecto de c , por ser x una función creciente c , con valor fijo de γ para un fluido determinado). La función Y , y su derivada Y' respecto de x son

$$Y = (1 - (1/x)) \cdot C_p \cdot (T_M - T_n \cdot x)$$

$$20 \quad Y' = (1/x^2) \cdot C_p \cdot (T_M - T_n \cdot x) + (1 - (1/x)) \cdot C_p \cdot (-T_n)$$

E igualando esta última expresión a 0 se tiene

$$T_M/x^2 = T_n$$

Y por tanto

$$T_M/T_n = c^{2(\gamma-1)/\gamma}$$

25 que es el llamado caso ajustado, en el cual $T_D = T_B$, y por tanto, la mejor razón de compresión es la que corresponde a la expresión anterior, y que denominamos c_a .

$$c_a = (T_M/T_n)^{\gamma/2(\gamma-1)}$$

Para un valor $\gamma = 1,28$ por ejemplo, el último exponente vale 2,29. Si se
 30 toman como valores de temperatura $T_n = 320$ K y $T_M = 673$ K, la razón entre temperaturas es 2,1 y la razón de compresión del caso ajustado es $c_a = 5,47$.

Si el fluido usado se comportara como gas ideal en la zona termodinámica de interés, P_a y P_b podrían escogerse libremente, siempre que entre ellas hubiera la relación c_a . Sin embargo, los fluidos reales presentan peculiaridades termodinámicas, sobre todo en cercanía del punto crítico, y particularmente para temperaturas cercanas a la crítica, en cuyo caso el comportamiento se separa del de un gas ideal. Cuando la temperatura es muy superior a la crítica, el fluido se comporta en general como gas ideal sobre todo a presiones por debajo de la presión crítica.

En un primer paso, la invención consiste en seleccionar un fluido de trabajo que posea una zona termodinámica cercana a la crítica, que denominamos peri-crítica, en la que se encuentra la isoterma de T_n , que como todas las isothermas en dicha zona, presenta en el diagrama entalpía-presión un punto de inflexión como consecuencia de los altos valores del calor específico a presión constante que son inherentes a esa zona, particularmente para la isóbara crítica. En los puntos de inflexión que presentan las isothermas en dicha zona peri-crítica, las isothermas tienen un tramo sensiblemente paralelo a las isóbaras, y por ende perpendiculares a las isentálpicas; cuando el comportamiento habitual de las isothermas, entendiendo por tal el de gas ideal, es que son prácticamente perpendiculares a las isóbaras. Eso efectivamente ocurre a presiones por encima de la zona peri-crítica, siendo también así a presiones por debajo de la zona peri-crítica. Por ello mismo las isothermas presentan en cada caso, hacia arriba y hacia abajo, sendos arcos similares a un cuarto de círculo, que conducen desde las zonas de comportamiento de gas ideal o similar, a los puntos de inflexión que cada isoterma presenta en la zona peri-crítica.

En esta zona se da un hecho termodinámico digno de señalarse, y que marca diferencias entre los fluidos reales y el gas ideal. Para una isoterma por encima de la crítica y a presiones muy bajas, el calor específico a presión constante, C_p , se mantiene constante y, en un diagrama cartesiano h , P (entalpía en abscisas, presión en ordenadas) la isoterma es una recta vertical que coincide con la isentálpica, y es perpendicular a las isóbaras. Cuando la presión se acerca a la presión crítica, esto es, al entrar en la zona peri-crítica, el calor específico a presión constante, C_p , aumenta notoriamente con la presión, lo cual hace que el valor de la entalpía de los puntos de la isoterma vaya decreciendo a medida que esos puntos alcanzan presiones mayores, tendiendo su forma hacia una línea horizontal, a lo cual sólo llega propiamente hablando la isoterma

crítica, que es horizontal en dicho diagrama, justo en el punto crítico, que es un punto singular, como es sabido, con C_p puntualmente infinito. En las isothermas cercanas a la crítica (para temperaturas superiores, obviamente, como todas las consideradas en esta invención) la curvatura de la isoterma no llega a alcanzar la pendiente horizontal, pero se acercan, lo que implica valores muy altos de C_p . Al seguir subiendo la presión por la isoterma, ésta tiende de nuevo a la vertical, y entra de nuevo en una zona en la que C_p se mantiene constante, y de valor más bajo que en la zona peri-crítica. Este es un hecho de la ecuación de estado de todos los fluidos reales, si bien no todos tienen cuantitativamente la misma configuración de isothermas respecto a las isóbaras. La explotación de esta fenomenología termodinámica forma parte de la especificación de la invención.

Otro hecho apreciable en esa zona es que la razón γ que representa el cociente entre los calores específicos a presión constante y a volumen constante, no caracteriza bien la variación relativa de la presión y la temperatura a lo largo de una isentrópica. Esta caracterización la presentamos mediante un coeficiente fenomenológico, k , mediante el cual podemos escribir

$$T_{\text{alta}} = T_{\text{baja}} \cdot c^{(k-1)/k}$$

siendo c la razón de presiones, alta sobre baja. Esto se aplica particularmente a la isentrópica de compresión, que es la más cercana al punto crítico, mientras que para la de expansión suponemos que el efecto peri-crítico ha desaparecido prácticamente, por lo que se puede caracterizar con la razón γ .

Con esa caracterización, para definir el ciclo se parte de una temperatura mínima del fluido de trabajo T_n y de la máxima, T_M , y se considera que el calor específico a presión constante en la isóbara superior, C_p^* , es mayor que el de la isóbara baja, C_p' . Para ajustar el ciclo y que la temperatura de salida del compresor, T_D , coincida con la de salida de la máquina expansora, T_B , no vale la formulación ya presentada, sino que es preciso encontrar el ajuste con los datos dichos. Se tiene

$$T_D = T_n \cdot c^{(k-1)/k}$$

$$T_M = T_B \cdot c^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$T_M = T_n \cdot c^{(k-1)/k} \cdot c^{(\gamma-1)/\gamma} = T_n \cdot c^{(2 - (\gamma+k)/\gamma)k}$$

Igualando T_B y T_D para hallar la temperatura de ajuste, y llamando ψ a

$$\psi = (k-1)\gamma/((\gamma-1)k)$$

La temperatura de ajuste $T_a = T_B = T_D$ es

$$T_a = (T_M^\psi \cdot T_n)^{1/(1+\psi)}$$

Y la razón de compresión c_{ar} que hay que aplicar en este ajuste cumple

$$c_{ar}^{(2 - (\gamma+k)/\gamma k)} = T_M/T_n$$

5
$$c_{ar} = (T_M/T_n)^{1/(2 - (\gamma+k)/\gamma k)}$$

Para la formulación de las prestaciones del ciclo hay que usar los valores absolutos de las variaciones de entalpía en los focos caliente y frío

$$\text{Calentamiento, } \Delta h_q = C_p^* (T_M - T_n \cdot c^{(k-1)/k})$$

$$\text{Refrigeración, } \Delta h_e = C_p' (T_M \cdot c^{(1-\gamma)/\gamma} - T_n)$$

10 El rendimiento de este ciclo ideal con fluido real es

$$\eta = (\Delta h_q - \Delta h_e) / \Delta h_q$$

$$\eta = 1 - (C_p' (T_M \cdot c^{(1-\gamma)/\gamma} - T_n) / (C_p^* (T_M - T_n \cdot c^{(k-1)/k})))$$

La invención requiere que el fluido seleccionado proporcione una potencia útil mayor que la de un ciclo de gas ideal con iguales T_n y T_M , siendo la potencia útil el producto del rendimiento por la potencia aportada en el calentamiento. Es decir, la diferencia

15

$$C_p^* (T_M - T_n \cdot c^{(k-1)/k}) - C_p' (T_M \cdot c^{(1-\gamma)/\gamma} - T_n)$$

ha de ser mayor que

$$C_p^* ((T_M - T_n \cdot c^{(\gamma-1)/\gamma}) - (T_M \cdot c^{(1-\gamma)/\gamma} - T_n))$$

20 Ello significa que el gas seleccionado para la aplicación de la invención, debe presentar las propiedades termodinámicas adecuadas en la zona pericrítica, siendo estas propiedades las siguientes:

- Que, a lo largo de cualquier iséntalpica de esa zona termodinámica, C_p aumente al aumentar la presión.
- 25 - Que los coeficientes fenomenológicos k , de las isentrópicas cercanas al punto crítico, no sean muy superiores al valor de la razón γ de gas ideal, lo cual se cuantifica a continuación.

Existen varias sustancias que presentan un punto crítico de interés para las aplicaciones de esta invención. Sin ánimo de exhaustividad, se enumeran varias de estas sustancias en la tabla 1, identificadas por su fórmula química, su nombre común, o su nombre industrial (en especial los "R", refrigerantes)

30

dándose la presión crítica en bar, y T_{cr} en grados Celsius; habiéndose añadido el Nitrógeno como contraejemplo de gas que tiene muy alejada su T_{cr} de la temperatura ambiental:

	CO ₂	Etano	R134a	R32	R410a	R125	R116	N ₂
P_{cr} (bar)	74	49	41	58	49	36	31	34
T_{cr} (°C)	31	32	101	78	72	66	20	-147

Tabla 1. Presiones y temperaturas críticas de distintos fluidos.

- 5 Hay que señalar que el ciclo ajustado no tiene grados de libertad en su definición, salvo la elección de la presión de baja (o de alta), dado que T_n y T_M son las condiciones de contorno definidas para esa aplicación. Por el contrario, los ciclos regenerativos, de los cuales el ajustado es un caso límite, permiten un grado de libertad que resulta fundamental para obtener los mejores resultados
- 10 en cada caso que se especifique.

Hemos señalado que los ciclos ideales sin posibilidad de recuperación de calor, se extienden entre razones de compresión que van desde la del caso ajustado, c_a , a la compresión máxima c_M , que para el caso de gas ideal son

$$c_a = (T_M/T_n)^{1/(y-1)}$$

15 $c_M = (T_M/T_n)^{y/(y-1)}$

En el caso regenerativo, el rango de razones de compresión se extiende desde 1 a c_a , siendo 1 un caso límite que no sería propiamente un ciclo, pues la isóbara de alta y la de baja coincidirían. Para estudiar el rendimiento del ciclo y su optimización, definimos las relaciones siguientes, con los parámetros f , z y s :

20 $z = (T_M/T_n)^{1/2}$

$$f = c/c_a$$

$$s = f^{y/(y-1)}$$

Teniendo en cuenta que los puntos ahora son los siguientes

101 = inicio de la expansión

- 25 102 = fin de la expansión, e inicio del intercambio regenerativo en la isóbara de baja

103 = fin del intercambio regenerativo en la isóbara de baja e inicio de la refrigeración en el foco frío

104 = fin de la refrigeración e inicio de la compresión

105 = fin de la compresión e inicio del intercambio regenerativo en la isóbara de alta

106 = fin del intercambio regenerativo en la isóbara de alta e inicio del calentamiento en el foco caliente.

5 Las relaciones entre temperaturas en un ciclo ideal con fluido ideal, son

$$T_{103} = T_{105} = T_{104} \cdot c^{(\gamma-1)/\gamma} = T_n \cdot c^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$T_{106} = T_{102} = T_{101} \cdot c^{(1-\gamma)/\gamma} = T_M \cdot c^{(1-\gamma)/\gamma}$$

Las variaciones absolutas de entalpía son

$$\text{Calentamiento, } \Delta h_q = C_p \cdot (T_M - T_{106}) = C_p \cdot (T_M - T_M \cdot c^{(1-\gamma)/\gamma})$$

10 Refrigeración, $\Delta h_e = C_p \cdot (T_{103} - T_{104}) = C_p \cdot (T_n \cdot c^{(\gamma-1)/\gamma} - T_n)$

El rendimiento adquiere pues la formulación siguiente

$$\eta = 1 - T_n \cdot (z \cdot s - 1) / (T_M \cdot (1 - z \cdot s))$$

Derivando el sustraendo de esta expresión, para hallar su mínimo, se tiene la ecuación que maximiza el rendimiento, que es

15
$$z^2 \cdot s^2 - 2 \cdot z \cdot s + 1 = 0$$

cuya solución única es

$$s = 1/z = (T_n/T_M)^{1/2}$$

lo cual lleva a que el valor de f para el que se alcanza el máximo η es

$$f_{\max} = (T_n/T_M)^{\gamma/2(\gamma-1)} = 1/c_a$$

20
$$c_{\max} = f_{\max} \cdot c_a = 1$$

y por tanto la razón de compresión para la cual se obtiene el máximo rendimiento es $c = 1$, lo cual significa que la isóbara de alta y la de baja coinciden, y propiamente hablando no hay ciclo. El rendimiento máximo en esa situación límite, que denominamos η_1 queda indeterminado al quedar el sustraendo como 0/0; lo cual se resuelve por l'Hôpital, obteniéndose

$$\eta_1 = 1 - (1/z^2) = 1 - (T_n/T_M)$$

que es el rendimiento de Carnot, pero que desgraciadamente se aplica a un caso cuya potencia bruta es nula, siendo por tanto la neta o útil, también nula. No obstante, la magnitud del ciclo que se puede maximizar (sin la contradicción inherente de que no haya ciclo) es la potencia útil. Llamando

30

$$x = c^{(\gamma-1)/\gamma}$$

la potencia útil N queda, con un caudal másico m' del fluido de trabajo

$$N = m' \cdot C_p \cdot (T_M \cdot (1 - (1/x)) - T_n \cdot (x-1))$$

Igualando su derivada a 0 queda

5 $x^2 = T_M/T_n$

lo que significa que el máximo de N es el caso ajustado, pues queda

$$T_M/T_n = c^{2(\gamma-1)/\gamma}$$

El caso ajustado es el que produce la mayor potencia útil en el ciclo, a pesar de ser el que peor rendimiento tiene, y ello se debe a que es el que más
10 calor acepta del foco caliente, para unas condiciones de contorno dadas, expresadas por T_n y T_M .

Esta formulación de caso ajustado ideal, se puede extender al caso de fluido real, en el cual la compresión no se realiza a través de una isentrópica de coeficiente γ , sino de coeficiente k , siendo en este caso c_{ar} la razón de
15 compresión de ajuste real

$$c_{ar} = (T_M/T_n)^{1/(2 - (\gamma+k)/\gamma k)}$$

y estando los ciclos regenerativos definidos entre $c = 1$, y c_{ar} .

La invención prescribe, en una primera formulación básica, el uso de un ciclo Brayton ajustado, situado en la zona peri-crítica, cumpliendo que

20 $T_{cr} < T_n$

y además

$$T_n - T_{cr} < 50 \text{ K, para refrigeración del foco frío por agua}$$

$$T_n - T_{cr} < 100 \text{ K, para refrigeración del foco frío por aire}$$

cumpliendo además los siguientes criterios para la isóbara de baja P_b y la
25 isóbara de alta P_a , para situar el ciclo en la zona peri-crítica

$$0,1 \cdot P_{cr} < P_b < P_{cr}$$

$$0,5 \cdot P_{cr} < P_a < 5 \cdot P_{cr}$$

Adicionalmente, el fluido de trabajo seleccionado ha de cumplir que, dentro del recinto termodinámico comprendido entre las temperaturas T_n y T_M , y
30 las presiones seleccionadas de baja, P_b y de alta, P_a , el valor medio, entre T_n y

T_M , del calor específico a presión constante, C_p , para una isóbara, aumenta al aumentar la presión.

Ahora bien, la invención ahonda en el grado de libertad que existe en los ciclos regenerativos, que cualitativamente se puede explicar como sigue: para
 5 pasar en el ciclo desde la isoterma T_n a la T_M , se puede ir por la vía de la máxima razón de compresión posible, que es la del caso ajustado, el cual no requiere intercambio regenerativo de calor; o se puede elegir una vía de menor razón de compresión, y cuanto menor sea ésta, mayor habrá de ser la variación de entalpía comportada por el intercambio regenerativo de calor.

10 Este grado de libertad ha de considerarse no sólo por el balance entálpico en sí, del ciclo, sino por lo que cuesta económicamente materializar ese ciclo. Es obvio que no todos los componentes del ciclo comportan el mismo coste por unidad de energía transferida, o tratada para su conversión parcial en energía mecánica. En términos generales, por unidad de potencia, las máquinas
 15 son notoriamente más caras que los intercambiadores. Eso significa que, al introducir la ponderación económica, los ciclos regenerativos presentan la ventaja de requerir menos trabajo en las máquinas, suplido por mayor potencia térmica transferida en el intercambiador. A su vez, el refrigerador del foco frío suele ser también un intercambiador relativamente barato. Por el contrario, no es
 20 fácil encontrar una formulación única para el foco caliente. Puede ser gas, y en tal caso estar constituido por una caldera, por lo general barata, pero cuyo combustible es caro o muy caro. Un caso de especial interés es el de la energía solar térmica, pues el foco caliente es un campo de concentradores de luz solar enfocados sobre unos receptores que están refrigerados por un fluido que puede
 25 ser el mismo que el fluido del ciclo, o distinto, y desde el cual se calienta el fluido de trabajo. En tal caso el combustible no tiene precio, pues es el propio sol; pero la inversión específica en los colectores es muy alta. Hay pues una variedad de casos a considerar, lo cual puede hacerse mediante ponderación de las variaciones de entalpía que se producen en cada componente, afectándolas de
 30 un peso proporcional a su coste total, sumando el de inversión y el de operación, quedando la determinación de esos pesos fuera de la invención, pues dependerá de una casuística tecno-económica que no cabe reducir a datos objetivos. En todo caso, es muy importante subrayar que el efecto positivo se expresa por la diferencia de dos variaciones entálpicas, la del foco caliente

menos la del foco frío, mientras que el coste es la suma de los componentes que actúan en cada fase.

Se presenta primero el caso de gas ideal como fluido de trabajo en los ciclos regenerativos, para pasar después a los fluidos reales en la zona peri-crítica propia. Ni que decir tiene que en la zona peri-crítica de un fluido, por ejemplo el CO₂, que se extiende desde 10 bar a 150 bar, y de 31 °C a 400 °C, aproximadamente, otro fluido, como el N₂, puede tener un comportamiento ideal, lo cual permite comparar el caso real y el ideal, en un mismo dominio termodinámico. Una cuestión importante, que es de utilidad en el caso de gas ideal, es que, para cualquier ciclo regenerativo, la variación de entalpía, en valor absoluto, en la compresión, es igual a la de refrigeración en el foco frío; y la variación en la expansión es igual a la de calentamiento en el foco caliente; debido a que en el gas ideal, las isothermas son exactamente perpendiculares a las isóbaras en el diagrama presión-entalpía que resulta más adecuado para estudiar estos ciclos. En ellos, por tanto, se distinguen tres variaciones de entalpía, que se formulan en función de las propiedades del gas, de las condiciones de contorno, y de la razón de compresión, que en vez de usarse explícitamente, se va a usar a través del parámetro x, que es

$$x = c^{(Y-1)/Y}$$

Las tres variaciones de entalpía son

$$\text{Calentamiento/expansión } Q = C_p \cdot (T_M - T_M/x)$$

$$\text{Enfriamiento/compresión } E = C_p \cdot (T_n \cdot x - T_n)$$

$$\text{Intercambio regenerativo } G = C_p \cdot (T_M/x - T_n \cdot x)$$

A esta última se le aplica un peso de coste 1, y a las otras

Calentamiento/expansión: peso (1+a)

Enfriamiento/compresión: peso (1+b)

Donde a y b son, en principio, y salvo una innovación tecnológica o de fabricación inesperada, mayores que 1.

Se define la función utilidad ideal, L, como

$$L = (Q - E) / ((1+a) \cdot Q + (1+b) \cdot E + G)$$

$$\text{Siendo } Q + E + G = C_p \cdot (T_M - T_n) = \text{constante}$$

El numerador de la derivada de L respecto de x, ha de anularse en el máximo de dicha función utilidad, y ello lleva a

$$0 = (Q' - E') \cdot ((1+a) \cdot Q + (1+b) \cdot E + G) - ((Q - E) \cdot (a \cdot Q' + b \cdot E'))$$

Introduciendo la razón entre temperaturas extremas, $r = T_M/T_n$, se llega a la ecuación de x que proporciona el máximo de L

$$x^2(1+a+b - (1/r)) - 2(a+b)x + 1+a+b - r = 0$$

$$x_{\max} = ((2(a+b) + (4(a+b)^2 - 4(1+a+b - (1/r)) \cdot (1+a+b - r))^{1/2} / 2(1+a+b - (1/r)))$$

a lo que corresponde la razón de compresión óptima, $c_{\max}$

$$c_{\max} = x_{\max}^{\gamma/(\gamma-1)}$$

- 10 Esta razón de compresión que produce el máximo en la función de utilidad depende considerablemente de los pesos económicos asociados a cada componente. Por ejemplo, con $r=2$ y $a=b=1$, se obtiene un valor $x_{\max} = 1,29$; el cual baja a 1,224 si la ponderación cambia a $a=b=2,5$. Esto quiere decir que cuando la maquinaria de compresión y de expansión, o el foco caliente, o ambos
- 15 (pues lo determinante es la suma $a+b$) es muy cara en relación al intercambiador regenerativo, el óptimo es comprimir poco (bajo valor de x, y por tanto de c) y tener intercambiadores de regeneración muy grandes. De hecho, es fácil demostrar que cuando la suma $a+b$ tiende hacia infinito, $x_{\max}$ tiende hacia 1, e igualmente $c_{\max}$.
- 20 Un valor de $x_{\max}$ como el dado en el primer ejemplo, para el caso de N_2 , que tiene un valor de $\gamma = 1,41$, resulta en una razón de compresión de 2,4. Para el CO_2 , considerado ideal (no el real) $\gamma = 1,28$, y la c resultante es de 3,2. Pero si se considera el segundo ejemplo, de maquinaria y foco caliente más caros en relación al intercambiador regenerativo, con $x_{\max} = 1,22$, las razones de
- 25 compresión que se obtienen son de 2 y de 2,5 respectivamente para el N_2 y CO_2 . Ello lleva asociado un rendimiento (de ciclo ideal) de 44%, realmente alto para un ciclo con foco frío a 313 K, y caliente a 673K.

En la exposición que acaba de hacerse sobre el caso de gas ideal, la innovación estriba en el uso de una función definida como utilidad, con la que se justifica, por optimización, un ciclo Brayton de baja o muy baja razón de compresión, y

30 muy grande en intercambio regenerativo de calor. Así se posibilita la explotación de energía cara, como la solar, por la inversión de concentradores y receptores

que se necesitan, que gracias a este tipo de Brayton largamente regenerativo, puede explotarse con un buen rendimiento.

- La innovación en su versión completa identifica la zona peri-crítica de fluidos de trabajo seleccionados, como la idónea para explotar este tipo de ciclos con gases reales, aprovechando las características ya expuestas acerca de C_p y el coeficiente fenomenológico k en relación con la evolución de la temperatura y la presión a lo largo de una isentrópica; para lo cual se formula el análisis siguiente, del que se extraerá la formulación de la innovación en una versión más completa.
- 5 Para ello se ha de comenzar por recordar las leyes que rigen los intercambiadores de calor, de modo realista, y no idealizado como en los casos anteriores, donde se aceptaba que la temperatura del fluido frío a la salida coincidía con la del caliente a su entrada, y la de salida del caliente coincidía con la de entrada del frío. Eso no es físicamente posible, pues incluso en el caso ideal habría exigido un tamaño infinito. Lo más apropiado habría sido suponer una diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el frío, en cada sección de su movimiento, a contracorriente uno de otro. Sin embargo, esa diferencia, constante a lo largo del recorrido, por tratarse de un intercambiador que trabaja en condiciones equilibradas, es muy pequeña en comparación con la diferencia
- 15 $T_M - T_n$, y en la explicación teórica se podía obviar.
- En la situación real, el intercambiador no está equilibrado, pues eso se da cuando $m' \cdot C_p$ es igual para ambos fluidos, frío y caliente. Ahora m' sigue siendo igual (lo que corresponda a la potencia de la instalación) pero C_p es mayor en la isóbara alta, donde le llamaremos C_p^* , que en la baja, donde le llamaremos C_p' .
- 25 Esto se debe a trabajar en la zona peri-crítica que es una identificación de esta invención, para este tipo de ciclo.

El calor G intercambiado es

$$G = C_p^* \cdot (T_{106} - T_{105}) = C_p' \cdot (T_{102} - T_{103})$$

- 30 Pero con una diferencia importante, y es que T_{106} es menor que T_{102} , y T_{103} es mayor que T_{105} , por lo que se puede escribir

$$T_{102} - T_{106} = \Delta T_s$$

$$T_{103} - T_{105} = \Delta T_i$$

A su vez, se cumplirá la relación de la efectividad del cambiador, ϵ ,

$$\varepsilon = C'_p \cdot (T102 - T103) / C'_p \cdot (T102 - T105)$$

donde se ha usado C'_p (que desaparece en el cociente) pues el que domina las prestaciones del intercambiador, y las limita, es el fluido que más cambia de temperatura, y ese es el de menor calor específico.

- 5 Aunque en general no son aconsejables, por razones económicas, valores altos de la efectividad, en este caso, sin embargo, donde los saltos en T dados por cada fluido desde su entrada a la salida son mucho mayores que la diferencia de temperatura logarítmica media entre ellos, se puede ir a ε cercano a 1, lo cual significa además que la salida del fluido caliente (de menor calor específico) se
- 10 isothermaliza casi con la entrada del fluido frío, por lo cual ΔT_i es prácticamente nulo (no así ΔT_s). Como conjunto de relaciones de T en las distintas fases del ciclo, se tiene

$$T102 = T101 \cdot c^{(1-\gamma)/\gamma} = T101/x$$

$$T105 = T104 \cdot c^{(k-1)/k} = T104 \cdot x'$$

$$15 \quad T106 = T102 - \Delta T_s = T_M/x - \Delta T_s$$

$$T103 = T105 + \Delta T_i = T_n \cdot x' + \Delta T_i$$

donde se han usado los parámetros de compresión

$$x = c(\gamma-1)/\gamma$$

$$x' = c(k-1)/k$$

- 20 Y las variaciones de entalpía en valor absoluto, en el foco caliente y frío, son

$$Q = C^*_p \cdot (T_M - T_M/x + \Delta T_s)$$

$$E = C'_p \cdot (T103 - T104) = C'_p \cdot (T_n \cdot x' + \Delta T_i - T_n)$$

Para determinar ΔT_s e insertarlo en la ecuación de Q, se puede formular la diferencia $T102 - T105$ por el camino de la isóbara alta y el de la baja, dando

$$25 \quad \Delta T_s = (T102 - T103) \cdot (1 - C'_p/C^*_p) + \Delta T_i = \varepsilon \cdot (T_M/x - T_n \cdot x') \cdot (1 - C'_p/C^*_p) + \Delta T_i$$

Lo que permite escribir

$$Q = C^*_p \cdot (T_M - T_M/x + \varepsilon \cdot (T_M/x - T_n \cdot x') \cdot (1 - C'_p/C^*_p) + \Delta T_i)$$

La aplicación de la invención en la zona peri-crítica sólo está justificada si el numerador de la función de utilidad aumenta, es decir, si aumenta la diferencia

- 30 $Q - E$. Eso puede comprobarse con cálculo numérico detallado con las propiedades del fluido que se haya seleccionado, pero para establecer las

prescripciones de la invención es obligatorio rematar el análisis en curso, para imponer los criterios pertinentes de selección de fluido y de valores de presión y temperatura. Las hipótesis simplificadoras aceptables usadas son $\varepsilon=1$ y $\Delta T_i=0$.

Usando R para designar la razón C'_p/C^*_p , la variación ΔQ del caso real respecto
5 del caso ideal ($R=1$, y $k=\gamma$) queda

$$\Delta Q = C^*_p \cdot (1-R) \cdot (T_M/x - T_n \cdot x')$$

que será positivo si R es suficientemente menor que la unidad, y x' no crece demasiado, lo cual quiere decir que la razón de compresión aplicada debe estar a un nivel moderado. El incremento ΔE del foco frío, que debe ser menor que el
10 anterior en valor absoluto, es

$$\Delta E = C'_p \cdot (T_n \cdot x' - T_n) - C^*_p \cdot (T_n \cdot x - T_n) = C^*_p \cdot (R \cdot (T_n \cdot x' - T_n) - (T_n \cdot x - T_n))$$

Y usando la razón $r=T_M/T_n$ se llega a

$$\Delta Q - \Delta E = C^*_p \cdot T_n \cdot ((1-R) \cdot (r/x) + x + R \cdot x' - 1)$$

Para que esa diferencia sea positiva se ha de cumplir que

$$15 \quad x' - x < (1-R) \cdot ((r/x) - 1)$$

de lo cual parece deducirse un requisito fundamental, y es que r sea mayor que x, pero eso se cumple siempre, pues la compresión produciría si no, una temperatura mayor que T_M , y no habría manera de cerrar el ciclo Brayton. No obstante, cuanto más reducida sea la razón de compresión para una pareja T_M ,
20 T_n , mayor es ese cociente, y más fácilmente se cumple el criterio, que es básicamente un criterio de la máxima razón de compresión que se puede aplicar, según cambien las propiedades termodinámicas desde la zona convencional, de gas ideal, a la zona peri-crítica, lo cual proporciona los valores de R y k, pues

$$x = c^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$25 \quad x' = c^{(k-1)/k}$$

Conviene señalar que para temperaturas muy por encima de la crítica, el comportamiento vuelve a ser similar al del gas ideal, de modo que la zona peri-crítica no sólo se define en P sino también en T, y para valores de T superiores al doble de la T_{Cr} (en K) se puede considerar acabada dicha zona, y el valor de
30 C_p es constante. No obstante, en la zona peri-crítica, en la cual se realizará parte o incluso todo el intercambio regenerativo de calor, las isóbaras tendrán un valor medio de C_p más elevado que el valor medio en las isóbaras fuera de esa zona.

El valor medio de C_p se obtiene dividiendo el incremento de entalpía a lo largo de una isóbara, entre dos temperaturas que delimitan la zona, por dicho incremento de temperaturas.

En la invención se delimita la zona peri-crítica en un dominio de
 5 temperaturas que abarca desde la temperatura crítica T_{Cr} mas un incremento de delimitación, ΔT , seleccionado entre 1 K y 40 K, y una temperatura fin de zona, T_{fin} cuyo valor se selecciona entre 1,5 veces T_{Cr} y 3 veces T_{Cr} , medida siempre en escala absoluta de temperaturas; quedando la zona-pericrítica delimitada en presión entre las isóbaras de una quinta parte de la presión crítica, P_{Cr} , y cinco
 10 veces dicha presión crítica; existiendo en dicha zona peri-crítica una isóbara denominada suprema, representada por su presión P_{sup} , en la cual la derivada del valor medio de C_p en esa isóbara, respecto de la razón de compresión medida respecto de la presión crítica, adquiere el valor más elevado de todas las isóbaras de esa zona; siendo esta isóbara suprema la isóbara que se selecciona
 15 como la isóbara de alta del ciclo; fijando la isóbara de baja por proporcionar el máximo de una función de utilidad real, que corresponde a una razón en la que el numerador es el trabajo específico neto del ciclo, medido como incremento de entalpía específica en el foco caliente, menos la entalpía específica cedida en el foco frío; y el denominador es la suma de los valores absolutos de las
 20 variaciones de entalpía específica de cada fase, ponderados con unos coeficientes, seleccionados en la aplicación de la invención que se trate, que evalúan el coste unitario de cada tipo de componente usado en cada fase; admitiendo en esta prescripción que no existen impedimentos mecánicos en contra de tomar la isóbara suprema como isóbara de alta, y en caso de no
 25 poderse admitir ese valor P_{sup} por excesivo, se fija la isóbara de alta en el máximo valor tolerado en la aplicación en cuestión, y se maximiza la función de utilidad según se ha definido.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LAS FIGURAS

La figura 1 muestra un diagrama termodinámico (h,P) en el que se
 30 muestra la zona peri-crítica del anhídrido carbónico, CO_2 , figurando en abscisas la entalpía específica en J/kg, y en ordenadas la presión, en bar. También se representa la isoterma crítica y un conjunto de isotermas cercanas, así como la campana bifásica líquido-vapor, y varias líneas isentrópicas, en líneas de trazo discontinuo corto, y varias isocoras, de trazo discontinuo largo.

La figura 2 muestra el esquema de un diagrama genérico (h,P) en la que se han incluido cinco ciclos diferentes, cuatro de ellos clásicos, y otro en el que se aplica la invención.

La figura 3 muestra un ciclo regenerativo ideal con sus puntos termodinámicos principales, en un esquema de un diagrama (h,P), señalándose con trazo discontinuo dos isotermas.

La figura 4 muestra un esquema de los componentes necesarios para materializar un ciclo regenerativo, con sus puntos termodinámicos esenciales.

La figura 5 muestra otro esquema de los componentes del ciclo, incluyendo componentes para su control, sobre todo barométrico.

La figura 6 muestra un esquema de un ciclo regenerativo alimentado por el calor excedente de un Brayton con cámara de combustión, y por ende, con mucha energía térmica en los gases de escape.

Para facilitar la comprensión de las figuras y de las materializaciones preferentes de la invención, a continuación se relacionan los elementos relevantes de la misma, que aparecen en las figuras:

1. Máquina expansora, o turbina.
2. Colector de admisión de la máquina expansora.
3. Colector de escape en la máquina expansora.
4. Conducto de escape de la máquina expansora que conecta con el circuito de baja presión del intercambiador de calor regenerativo.
5. Circuito de baja presión del intercambiador de calor regenerativo.
6. Tubos de alta presión del intercambiador de calor regenerativo.
7. Intercambiador de calor regenerativo.
8. Tubos de alta presión del intercambiador de aporte esencial de calor, o foco calorífero (9).
9. Foco calorífero.
10. Entrada de energía térmica exterior al foco calorífero.
11. Salida de energía térmica exterior desde el foco calorífero.
12. Tubos de baja presión del intercambiador del refrigerador del foco frío.

13. Refrigerador del foco frío.
14. Entrada del fluido frío exterior del refrigerador del foco frío.
15. Salida del fluido frío exterior del refrigerador del foco frío.
16. Colector de admisión de la máquina compresora, o compresor.
- 5 17. Máquina compresora, o compresor.
18. Colector de impulsión de la máquina compresora.
19. Tubería o conducto de impulsión de la máquina compresora.
20. Salida del fluido a baja presión del intercambiador de calor regenerativo.
21. Entrada del fluido a alta presión en el intercambiador de calor
10 regenerativo.
22. Salida del fluido a alta presión del intercambiador de calor regenerativo.
23. Entrada del fluido a baja presión en el intercambiador de calor
regenerativo.
24. Salida del fluido a alta presión del intercambiador de aporte esencial de
15 calor, o foco calorífero.
25. Eje de giro de las máquinas expansora y compresora, así como del
generador eléctrico (no representado, por ser ajeno a la invención).
26. Cojinete de soporte y retén de cierre del eje en el lado de baja presión de
la máquina expansora.
- 20 27. Cojinete de soporte y retén de cierre del eje en el lado de baja presión de
la máquina compresora.
28. Cojinete de soporte y retén de cierre del eje en el lado de alta presión de
la máquina expansora.
29. Cojinete de soporte y retén de cierre del eje en el lado de alta presión de
25 la máquina compresora.
30. Carcasa de recolección de fluido alrededor del retén de alta (28) de la
máquina expansora.
31. Tubería de evacuación de fluido desde la carcasa (30) al depósito de
almacenamiento de baja presión.
- 30 32. Válvula de ajuste de presión en la tubería de evacuación (31).

33. Cojinete de soporte y retén de cierre del eje en la carcasa (30).
34. Carcasa de recolección de fluido alrededor del retén de alta (29) de la máquina compresora.
- 5 35. Tubería de evacuación de fluido desde la carcasa (34) al depósito de almacenamiento de baja presión.
36. Válvula en la tubería (35) de evacuación de fluido desde la carcasa (34) al depósito de almacenamiento de baja presión.
37. Cojinete de soporte y retén de cierre del eje en la carcasa (34).
38. Tubería de extracción de fluido en la tubería de impulsión del compresor.
- 10 39. Válvula de alivio de alta presión en la tubería de extracción (38).
40. Tubería de conexión, o derivación, de los depósitos de baja presión (52) con el conducto de escape de la máquina expansora.
41. Válvula de alivio de baja presión en la tubería de derivación (40).
42. Depósitos de almacenamiento del fluido a alta presión.
- 15 43. Válvula en la tubería de inyección (48) desde los depósitos (42) a la tubería de impulsión del compresor (19).
44. Válvulas de los depósitos (42) en las conexiones con el conducto (19).
45. Válvulas de los depósitos (42) en la tubería de descarga de los depósitos de alta presión hacia los de baja presión.
- 20 46. Tubería de descarga de los depósitos de alta presión (42) hacia los de baja presión (52).
47. Válvula de corte y reductora de presión (laminación) en la tubería de descarga de los depósitos de alta presión (42) hacia los de baja presión (52).
- 25 48. Tubería de inyección desde los depósitos de alta presión (42) en la tubería de impulsión del compresor (19).
49. Compresor auxiliar en la tubería (48).
50. Válvula de cierre parcial de paso, ubicada en el conducto de impulsión del compresor.

51. Tubería de carga de los depósitos de baja presión (52) desde la tubería de escape de la máquina expansora (1) y desde los depósitos de alta presión (42).
52. Depósitos de almacenamiento de baja presión.
- 5 53. Válvulas de carga o llenado de los depósitos de baja presión (52).
54. Tubería de inyección desde los depósitos (52) en la tubería de escape de la máquina expansora.
55. Compresor auxiliar en la tubería (54).
56. Válvulas de alivio de los depósitos de baja presión (52).
- 10 57. Tubería de alivio por sobrepresión de los depósitos de baja presión (52).
58. Válvula de seguridad de la tubería (57).
59. Tubería de carga de los depósitos de baja presión (52) desde las carcasas de recolección de fugas (30) y (34).
60. Válvula de la tubería (59).
- 15 61. Compresor de un ciclo Brayton de temperatura superior, al que se acopla el ciclo de la invención para aprovechar el calor de los gases de escape de su turbina de gas.
62. Toma de aire atmosférico.
63. Conducto de aire comprimido.
- 20 64. Cámara de combustión del ciclo Brayton de temperatura superior.
65. Eje del compresor (61) y la turbina (67) del ciclo Brayton de temperatura superior.
66. Conducto de inyección de los gases de combustión en la turbina (67).
67. Turbina de gas del ciclo Brayton de temperatura superior.
- 25 68. Inyección de combustible en la cámara de combustión (64).
69. Conducto de escape de la turbina de gas (67).
70. Conducto de conducción de los gases de escape enfriados hacia el precalentador de aire comprimido (71), y a la atmósfera.
71. Precalentador del aire comprimido antes de la combustión, para
30 aprovechamiento del calor residual de los gases de escape (opcional).

72. Evacuación de gases del ciclo Brayton de temperatura superior.

Además de los identificadores anteriores, que hacen referencia a elementos físicos del circuito para ejecutar el ciclo, y de sus sistemas auxiliares, en los dibujos se utilizan los siguientes números para identificar a diversos entes de razón:

- 100. Ciclo termodinámico de la invención, representado en un diagrama (h,P).
- 101. Punto termodinámico de salida del foco calorífero y entrada en la máquina expansora.
- 102. Punto termodinámico de salida de la máquina expansora y entrada en el
- 10 circuito de baja presión del intercambiador de calor regenerativo (7).
- 103. Punto termodinámico de salida del circuito de baja presión del intercambiador de calor regenerativo (7), y entrada en el foco frío (13).
- 104. Punto termodinámico de salida del foco frío (13) y entrada en el compresor (17).
- 15 105. Punto termodinámico de salida del compresor (17) y de entrada en los tubos de alta presión del intercambiador de calor regenerativo.
- 106. Punto termodinámico de salida del intercambiador de calor regenerativo (7) y entrada en el foco calorífero (9).
- 1000. Ciclo de Rankine convencional.
- 20 2000. Ciclo de Rankine transcrito.
- 3000. Ciclo de Brayton abierto en la isóbara de baja presión (1bar).
- 4000. Ciclo de Brayton supercrítico (en presión)

DESCRIPCIÓN DE UNA FORMA DE REALIZACIÓN DE LA INVENCION

La invención requiere identificar fluidos que cumplan los requisitos establecidos en las prescripciones de la invención; que afectan a la temperatura crítica, que ha de estar entre 0 °C y $T_r + \Delta T_r$.

T_r varía considerablemente con el lugar geográfico, pero un conjunto de fluidos a tener en cuenta, como candidatos de la invención, es el de la tabla 2

Fluido	P _{crítica} [bar]	T _{crítica} [°C]
CO ₂	73,77	30,98
R134a (C ₂ H ₂ F ₄)	40,59	101

R125 (C_2HF_5)	36,18	66,02
R116 (C_2F_6)	30,42	19,88
R32 (CH_2F_2)	57,84	78,11
Etano (C_2H_6)	48,72	32,17
n-Pentano (C_5H_{12})	33,64	196,5

Tabla 2. Presiones y temperaturas críticas de posibles fluidos de trabajo.

- Como valor representativo de T_r puede tomarse 30 °C. Para la diferencia terminal de temperaturas en el refrigerador del foco frío, ΔT_t , su valor dependerá de si se refrigera con agua o con aire, pues el coeficiente de película de éste es mucho menor que el del agua, y por tanto su diferencia ΔT_t tendrá que ser mayor. Como valores adecuados se puede dar el margen entre 5 y 20 °C para el agua, y entre 20 y 40°C para el aire, con valores aconsejables de 10 °C para el agua y 25 °C para el aire. Esto nos lleva a valores de T_{min} de 40 °C y 55 °C respectivamente. Con estas hipótesis ambientales y de diferencia terminal, de la tabla anterior, el R125, el R134a, el R32 y el n-pentano no se pueden utilizar en la invención, en ningún caso. Se puede emplear el etano, pero tiene el inconveniente de su inflamabilidad. Quedan como fluidos idóneos el CO₂ y el R116 (hexafluoruro de etilo). Pero si cambiaran las hipótesis, y se tomaran valores mayores de T_r o de ΔT_t o de ambos, podrían llegar a usarse el R125, el R32 y hasta el R134a.

La tabla 3 lista los valores de C_p para el CO₂ en su zona peri-crítica

Presión	C_p (kJ/kg.K)			
(bar)	100 °C	200°C	300°C	400°C
148	2,07	1,27	1,20	1,20
74	1,28	1,13	1,13	1,16
37	1,06	1,06	1,09	1,13
19	0,98	1,02	1,08	1,12
9	0,95	1,01	1,07	1,12

Tabla 3. Valores del C_p del CO₂ a diferentes presiones y temperaturas.

- Esta información se ha de completar con el valor de los coeficientes de las isentrópicas para líneas significativas. Para el CO₂ en la isentrópica de valor de entropía -700 J/kg·K, entre 40°C y 34,35 bar; y 100°C y 71 bar, representativa de

la compresión, el coeficiente fenomenológico k vale 1,31. Para la isentrópica de entropía $-23 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$, entre 324°C y $36,35 \text{ bar}$; y 400°C y 71 bar , el valor del coeficiente γ es 1,22.

La invención requiere que la diferencia siguiente

$$5 \quad \Delta Q - \Delta E = C_p \cdot T_n \cdot ((1 - R) \cdot (r/x) + x + R - x' - 1)$$

sea positiva, para lo cual se ha de cumplir que

$$x' - x < (1 - R) \cdot ((r/x) - 1)$$

siendo

$$x = c^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$10 \quad x' = c^{(k-1)/k}$$

Los siguientes ejemplos numéricos ilustran la aplicación de la invención:

Sean los valores: $r = T_M/T_n = 673/313 = 2,15$; $x=1,2$; $R=0,92$ y $\gamma=1,22$. El criterio resulta

$$0,0633 > x' - 1,2$$

15 La razón de compresión del supuesto es

$$c = x^{\gamma/(\gamma-1)} = 2,75$$

El valor máximo de x' sería 1,2633, y de él se deduce el valor máximo de k

$$c = 2,75 = 1,2633^{k/(k-1)}$$

20 de lo que se obtiene que el máximo valor admisible de k es 1,31, prácticamente en el límite de lo aceptable según los datos anteriores.

Si se considera una razón de compresión menor, por ejemplo 2, el resultado es francamente aceptable, pues en tal caso $x=1,133$; $x'=1,178$; $R=0,93$; y r se mantiene en 2,15, de modo que resulta cumplida la desigualdad del criterio

$$x' - x = 0,045 < (1 - R) \cdot ((r/x) - 1) = 0,063$$

25 La reducción de la razón de compresión c comporta un aumento de G , el calor transferido a través del intercambiador regenerativo, pues vale

$$G = C_p \cdot (T_M/x - T_n \cdot x' + \Delta T_i)$$

y al reducir c , y por ende x y x' , aumentaría el minuendo del paréntesis, y disminuiría el sustraendo, por lo que G aumentaría. No obstante ese efecto, que

30 tiene cierta repercusión económica en contra, se tiene la gran ventaja de que se

posibilita la explotación de una energía térmica que alcance temperaturas relativamente moderadas en su foco caliente, como la solar térmica, con buen rendimiento y máquinas simples, por corresponder a razones de compresión muy moderadas.

- 5 Para calcular el rendimiento teórico de este ciclo usaremos las ecuaciones

$$Q = C_p \cdot (T_M - T_M/x + \Delta T_s)$$

$$E = C'_p \cdot (T_n \cdot x' + \Delta T_i - T_n)$$

- Con los valores antedichos, $x=1,133$; $x'=1,175$; $T_M=673$ K; $T_n=313$ K; $C_p=1,17$ kJ/kg.K; $C'_p=1,088$ kJ/kg.K; se obtiene que a la salida de la compresión hay 369 K, y a la salida de la expansión 594 K; y el flujo de baja presión y bajo C'_p cae por tanto de 594 a 369, admitiendo, como hipótesis límite, $\Delta T_i=0$, por lo que la transferencia en el intercambiador regenerativo queda
- 10

$$G = 1,088 \cdot (594 - 369) = 245 \text{ kJ/kg}$$

- Ello significa que en la rama de alta presión, la temperatura en el intercambiador sube 209 K ($=245/1,17$) llegando a 578 K, teniendo que ascender hasta 673 K en el foco caliente, lo que supone un valor de Q
- 15

$$Q = 1,17 \cdot (673 - 578) = 111 \text{ kJ/kg}$$

Por su parte, en el foco frío la extracción de entalpía específica E es

$$E = 1,088 \cdot (369 - 313) = 61 \text{ kJ/kg}$$

- 20 Por lo que el rendimiento encontrado es

$$\eta = (111 - 61)/111 = 0,45$$

- Este es un rendimiento teórico. La invención en realidad se materializa sobre unos componentes no ideales, que sufren irreversibilidades (en particular, las máquinas) que tienen tamaño finito (en particular, los intercambiadores de calor) y que disponen de un tiempo finito para que se ejecute la fase correspondiente del ciclo, lo cual también provoca evoluciones no ideales.
- 25

- Para tener en cuenta estos efectos, se ha calculado un nuevo ciclo, incluyendo en él un rendimiento interno en las máquinas del 90%, lo que significa que el compresor requiere un 11% más de potencia para incrementar la presión de P_b a P_a ; y la máquina expansora da un 90% de potencia en el eje, respecto del cálculo teórico.
- 30

La tabla 4 presenta este ciclo, según sus puntos esenciales:

Punto	Entalpía (J/kg)	Presión (bar)	Entropía (J/kg-K)	Temperatura (°C)	Volumen específico (m³/kg)
101	475942	100	69,96	500	0,01476
102	355657	38,34	83,7	389,9	0,03257
103	86277	38,34	-423,9	141,4	0,01919
104	-18651	38,34	-712,7	45	0,01298
105	37225	100	-705,7	128,3	0,006235
106	306605	100	-172,2	356,3	0,01176

Tabla 4. Algunos parámetros termodinámicos en diferentes puntos del ciclo.

Y la tabla 5 recoge las prestaciones de este ciclo realista

Características del ciclo realista de CO ₂		
Rendimiento ciclo	η	0,3804
Relación calor aportado / calor total		0,386
Relación calor rechazado / calor aportado		0,6196
Ratio de presiones	p	2,608
Presión entrada turbina (bar)	P_a	100
Presión salida turbina (bar)	P_b	38,34
Temperatura entrada turbina (°C)	T_{max}	500
Temperatura salida foco frío (°C)	T_{min}	45

5

Tabla 5. Valores de ciertos parámetros del ciclo.

Del calor total aportado a lo largo de la isóbara de alta, el 38,6% es del foco caliente, y el complementario, 62,4%, se transfiere a través del intercambiador de calor regenerativo, lo que podría calificarse como un reciclado de la energía térmica de $(0,624/0,386) = 1,61$. Esto significa que dicho

10 intercambiador es, en términos entálpicos, 1,61 veces el foco caliente, pero sin embargo puede ser mucho más barato, como se analiza a continuación.

En este ciclo realista, la diferencia logarítmica media de temperaturas, ΔT_{lm} , viene dada por

$$\Delta T_{lm} = \{(T_{102} - T_{106}) - (T_{103} - T_{105})\} / \ln\{(T_{102} - T_{106}) / (T_{103} - T_{105})\}$$

15

lo cual da un valor de aproximadamente 20 °C.

En cuanto a los intercambiadores de calor, es importante recordar su ecuación de termotransferencia, que es

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}$$

- siendo $\dot{Q}$ la potencia térmica transferida, U el coeficiente global de transmisión del calor, que depende de los fluidos usados, y no cabe incrementarlo significativamente, o se eleva mucho la potencia de bombeo; y A el área de termo-transferencia. Cuanto más grande se haga ésta, más caro resulta el intercambiador. Para evitar costes y tamaños desorbitados, se ha de permitir un valor alto en la diferencia logarítmica media de temperaturas, ΔT_{lm} , lo cual a efectos prácticos significa que la T del punto 106 ha de ser algo menor que la del punto 102 y análogamente la T del punto 105 ha de ser algo menor que la del punto 103. En el caso anterior era de 21 °C.
- Supóngase que se tiene un campo de colectores solares cilindro-parabólicos (CCP) con una densidad lineal de potencia de 5 kW/m, y que totalizan una potencia térmica de 100 MW captada por el CO₂ que se usa como fluido calorífero a 100 bar de presión (P_a en el ejemplo anterior). Eso significaría 20 km de colector, con su tubo receptor correspondiente. El caudal másico $\dot{m}'$ que se necesita mover es

$$\dot{Q} = 100 \text{ MW} = \dot{m}' \cdot (h_{101} - h_{106}) = \dot{m}' \cdot (0,476 \text{ MJ/kg} - 0,306 \text{ MJ/kg})$$

Lo que proporciona el valor $\dot{m}' = 588 \text{ kg/s}$ (lo cual se reparte lógicamente en varios circuitos en paralelos, cuya longitud totaliza los 20 km antedichos).

- Esa misma cantidad ha de pasar por el intercambiador regenerativo (G), que típicamente estará constituido por haces de tubos, embebidos en una carcasa. El coeficiente global de transmisión de calor U depende de la velocidad de paso de los fluidos frío y caliente, cada uno por su circuito, con el obvio inconveniente de que al aumentar la velocidad aumenta la pérdida de carga manométrica, y más aún la potencia de bombeo. Admitiendo $U = 250 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, sale que el área de termo-transferencia alcanza $161 \text{ MW} / 5.000 \text{ W/m}^2 = 32.200 \text{ m}^2$, lo cual puede obtenerse con 10.000 tubos en paralelo, de 3 cm de diámetro, y 32,5 m de longitud, que por descontado pueden ubicarse en un conjunto de intercambiadores en paralelo.

- En una aplicación concreta, conocidas las temperaturas máxima y mínima, es preciso seleccionar la presión de alta, y la de baja. Para la primera, la opción idónea es que sea la isóbara denominada suprema, representada por su presión P_{sup} , en la cual la derivada del valor medio de C_p en esa isóbara, respecto de la razón de compresión medida respecto de la presión crítica, adquiere el valor más elevado de todas las isóbaras de esa zona.

Para el CO₂, restringiendo en temperaturas la zona peri-crítica desde 100 a 400 °C, los valores de la derivada (dC_{pm}/dc_c) son los dados a continuación para diversas presiones, siendo C_{pm} el valor medio del calor específico a presión constante en la isóbara en cuestión, y c_c la razón entre la presión en cuestión y la presión crítica. Para 50 bar, esa derivada vale 0,265 (en kJ/kg·K); sube a 0,300 para 70 bar; alcanza un máximo de 0,35 para 130 bar; y desciende a 0,21 para 200 bar. Según estos datos, la isóbara suprema sería la de 130 bar.

La isóbara de baja se selecciona por proporcionar el máximo de una función de utilidad real que corresponde a una razón en la que el numerador es el trabajo específico neto del ciclo, medido como incremento de entalpía específica en el foco caliente, menos la entalpía específica cedida en el foco frío; y el denominador es la suma de los valores absolutos de las variaciones de entalpía específica de cada fase, ponderadas con unos coeficientes, seleccionados en la aplicación de la invención que se trate, que evalúan el coste unitario de cada tipo de componente usado en cada fase.

Si la isóbara suprema resulta inaceptablemente alta por razones mecánicas para la aplicación en cuestión, se fija la de alta en la presión máxima permitida, y se procede a la selección de la de baja según el procedimiento anterior. Se presenta a continuación el esquema de esta optimización aplicada a un ciclo con CO₂ con 70 bar de alta, una temperatura mínima de 31 °C y la máxima de 400 °C.

Para la optimización se definen las variaciones de entalpía específica siguientes, en valor absoluto: aportación de calor (entalpía) en el foco caliente (Q); extracción de calor (entalpía) en el foco frío (E); calor intercambiado en el intercambiador regenerativo (G); variación total de entalpía en las máquinas, (M), sumando los valores absolutos de compresión y de expansión; a lo cual se añade un peso de ponderación m para M; y un peso de ponderación g para G y para E (pues se trata de intercambiadores de calor convencionales, en ambos casos). A Q se le reserva el peso unitario, de modo que m representa el coste relativo de manejar un julio (J) de energía en las máquinas, en relación con aportar un julio (J) en el foco caliente; y similarmente g representa lo que cuesta intercambiar un julio (J) en un intercambiador. En una central solar, donde los captadores solares son caros y se necesita gran superficie de ellos, por ser débil la radiación solar (en términos industriales) se puede asignar un peso $m=0,5$ a

las máquinas; y un peso $g=0,1$ a los intercambiadores. La función de utilidad real F se define pues como

$$F = (Q - E)/(m \cdot M + g \cdot G + g \cdot E + Q) = \eta / (m \cdot (M/Q) + g \cdot (G/Q) + g \cdot (1 - \eta) + 1)$$

La tabla 6 resume los 3 casos propuestos, con $P_a = 70$ bar

P_b	c	R	η	M/Q	G/Q	F
54,21	1,29	0,98	0,38	0,775	6,09	0,18
30,45	2,30	0,955	0,393	1,14	1,48	0,221
13,40	5,23	0,937	0,316	1,428	0,107	0,18

5 Tabla 6. Valores de determinados parámetros relacionados con la invención.

En este caso se obtiene una presión de baja de 30,45 bar, que está muy en línea con estimaciones anteriores de razones de compresión algo superiores a 2, obteniéndose no sólo la mayor función de utilidad real, sino el mayor
10 rendimiento

La materialización de este ciclo se hace ensamblando en un circuito cerrado sus cinco componentes principales, más las tuberías de conexión, siendo estos cinco componentes los siguientes:

- 15 - La máquina expansora, o turbina (1) cuyo colector de admisión (2) recibe el fluido del sistema de aportación de calor (9) estando el colector de escape (3) de la máquina expansora conectado con el circuito de baja presión del intercambiador regenerativo (5) mediante el conducto de baja presión (4). En este conducto (4) se ubica la tubería (40) de conexión con los depósitos de almacenamiento de
20 baja P (52).
- El intercambiador de calor regenerativo (7), que propiamente hablando tiene dos circuitos, de baja presión (5) fuera de los tubos, y de alta presión (6) dentro de los tubos, pero es un solo componente.
- El refrigerador del foco frío (13) por cuyos tubos (12) circula el fluido
25 de trabajo hasta el colector de entrada (16) del compresor (17)
- El compresor (17) cuyo colector de impulsión (18) está conectado a los tubos (6) de alta presión del intercambiador de calor regenerativo (7). En dicha tubería de impulsión (19) es potestativo ubicar una válvula de regulación de caudal (50) así como la extracción (38) que

conecta con el dispositivo de almacenamiento de fluido a alta P, y la inyección (48) de fluido de alta P en la tubería de impulsión (19).

- El dispositivo o sistema de aportación de calor al foco calorífero (9) que puede adquirir diversas morfologías, según sea la naturaleza y procedencia del calor aportado, que puede provenir directa o indirectamente de una instalación de captación de energía termosolar, o puede ser de origen geotérmico, o proceder de cualquier tipo de combustión, o de reacciones y radiaciones nucleares, y en particular proceder del calor de rechazo de un ciclo Brayton de temperatura más alta, en su rama fría, que la temperatura del foco calorífero (9) de este ciclo.

Con objeto de proceder a la carga y descarga del fluido, y así mismo disponer de capacidad de regular el ciclo ajustando sus niveles de presión a lo requerido por las circunstancias de funcionamiento, se disponen de unos sistemas de regulación a alta y baja presión, que comprenden los siguientes componentes, conectados entre sí según se indica en este documento:

- El sistema de regulación de la isóbara de alta presión comprende
 - o Una tubería de extracción de fluido (38) en la tubería de impulsión (19) del compresor, con una válvula de alivio (39) de alta presión en dicha tubería de extracción de fluido (38).
 - o Uno o más depósitos (42) de almacenamiento del fluido a alta presión, a los cuales vierte dicha tubería de extracción (38).
 - o Una tubería de inyección de fluido a alta presión (48), que parte de dichos depósitos de almacenamiento (42), e inyecta el fluido en la tubería de impulsión (19) del compresor, usándose a estos efectos un compresor auxiliar (49) de alta presión instalado en dicha tubería de inyección (48).
 - o Una tubería de evacuación (46) de dichos depósitos (42), provista de una válvula de corte y laminación (47), vertiéndose el fluido en los depósitos de almacenamiento de baja P (52), existiendo unas válvulas (45) en cabecera de ese vaciado, y otras de llenado (53) de los depósitos de baja P (52).
- El sistema de regulación de la isóbara de baja presión comprende
 - o Una tubería de derivación (40) de fluido a baja presión, que parte del conducto de escape (4) de la máquina expansora,

con su válvula de alivio de baja presión (41) en dicha tubería de derivación.

- o Uno o más depósitos de almacenamiento del fluido a baja presión (52) a los que vierte dicha tubería de derivación (40).
- 5 o Una tubería de inyección (54) de fluido a baja presión, que parte de dichos depósitos de almacenamiento (52), e inyecta el fluido en el conducto de escape (4) de la máquina expansora, usándose a estos efectos un compresor auxiliar (55) de baja presión instalado en dicha tubería de inyección
- 10 (54), existiendo una válvulas de descarga (56) adicionales a las válvulas de carga (53) de los depósitos (52), además de la válvula de control (41).

En los depósitos (52) se dispone además de una tubería de alivio (57) por seguridad, con evacuación a la atmósfera del fluido de los depósitos de almacenamiento de baja presión, provista de una válvula de seguridad (58) de

15 apertura por presión excesiva.

Los depósitos de baja presión (52) reciben además el fluido recogido por el sistema de recolección de fugas, que existe alrededor de los cojinetes de soporte del eje (25) tanto en la máquina expansora (1), cuyo cojinete de alta (28) está rodeado de la carcasa correspondiente (30) como en la máquina

20 compresora (17) cuyo cojinete de alta (29) está rodeado de la carcasa correspondiente (34); partiendo de la carcasa (30) de la máquina expansora una tubería (31) provista de la válvula (32) de ajuste de la presión, que conecta con la tubería (59) de carga de los depósitos de baja presión (52) cuya apertura y

25 cierre está gobernada por la correspondiente válvula (60); y partiendo de la carcasa (34) de la máquina compresora una tubería (35) provista de la válvula (36) de ajuste de la presión, que conecta con la tubería (59) de carga de los depósitos de baja presión (52).

El funcionamiento del ciclo se autoajusta por cumplimiento de los dos

30 balances fundamentales, mecánico y entálpico. El primer balance se cuadra en la situación estacionaria de funcionamiento cuando las fuerzas de impulsión del sistema igualan a las fuerzas de frenado del fluido, incluyendo pérdida de carga manométrica por irreversibilidades, más la acción resistente del generador eléctrico solidario al eje (25); y el balance entálpico se cumple cuando el fluido, al

completar el ciclo, se encuentra en las mismas condiciones termodinámicas de principio de ciclo.

Estos balances dependen de las especificaciones concretas de las máquinas usadas, así como de los intercambiadores de calor, que en total constituyen los cinco componentes principales del ciclo de la invención. El funcionamiento del ciclo puede verse perturbado por acciones exteriores, fundamentalmente por variaciones del par resistente del generador eléctrico o de la máquina que absorbe la potencia útil generada, o por variaciones térmicas en el foco calorífero o en el foco frío. Para restituir las condiciones de funcionamiento del ciclo en los márgenes prescritos en la invención, se usan los sistemas de regulación de la presión en la isóbara de alta y en la isóbara de baja. Para cada una de las isóbaras, si se ha de subir la presión, se inyecta fluido, lo cual se hace para la isóbara de alta presión inyectando fluido por la tubería de inyección (48) en la tubería de impulsión del compresor (19), poniendo en funcionamiento el compresor auxiliar (49) y abriendo las válvulas (44) y (43); y se hace para la isóbara de baja presión inyectando fluido por la tubería de conexión (40) en el conducto de escape (4) de la máquina expansora, poniendo en funcionamiento el compresor auxiliar (55) y abriendo las válvulas (56) y (41); y si se ha de bajar la presión, se extrae fluido, lo cual se hace para la isóbara de alta presión evacuando fluido por la tubería de extracción (38) desde el conducto de impulsión (19) del compresor, abriendo las válvulas (39) y (44); y se hace para la isóbara de baja presión evacuando fluido por la tubería de conexión (40) desde el conducto de escape (4) de la máquina expansora, abriendo las válvulas (41) y (53).

Una vez descrita de forma clara la invención, se hace constar que las realizaciones particulares anteriormente descritas son susceptibles de modificaciones de detalle siempre que no alteren el principio fundamental y la esencia de la invención.

REIVINDICACIONES

1 – Ciclo Brayton con refrigeración ambiental próxima a la isoterma crítica T_{Cr} del fluido de trabajo, que evoluciona en un ciclo cerrado entre una presión de baja P_b y una presión de alta P_a , mayor que la de baja, y comprende:

- 5 - una fase de expansión que se efectúa en una máquina expansora (1);
- un enfriamiento regenerativo, que tiene lugar en el lado de baja presión de un intercambiador de calor regenerativo (7);
- una refrigeración exterior en un foco frío con su refrigerador (13), siguiendo en la línea isóbara de baja presión;
- 10 - una compresión en un compresor (17) hasta la isóbara de alta presión;
- un calentamiento regenerativo, que tiene lugar en el lado de alta presión del intercambiador de calor regenerativo (7);
- y una aportación de calor a alta presión, proveniente de un foco calorífero (9) exterior, al final de la cual el fluido de trabajo alcanza su temperatura
- 15 máxima en el ciclo, T_M ;

realizándose dicha refrigeración del foco frío con un fluido exterior a temperatura T_r característica del sumidero último de calor que ofrece el medio ambiente, y siendo ΔT_t la Diferencia Terminal de Temperatura en el refrigerador del foco frío, o diferencia entre la temperatura mínima del fluido de trabajo T_n en el ciclo y la

20 temperatura ambiente T_r , **caracterizado** por que:

- la temperatura crítica T_{Cr} del fluido de trabajo seleccionado para el ciclo es menor que la suma T_r más ΔT_t , denominándose a esta suma T_n , que es la temperatura mínima del fluido de trabajo en el ciclo;
- la presión de la línea isóbara de baja, P_b , debe ser simultáneamente:
- 25 - mayor que la décima parte de la presión crítica P_{Cr} del fluido de trabajo seleccionado,
- menor que la presión crítica P_{Cr} del fluido de trabajo seleccionado;
- y la presión de la línea isóbara de alta, P_a , debe ser simultáneamente:
- mayor que la quinta parte de la presión crítica P_{Cr} del fluido de
- 30 trabajo seleccionado,
- menor que cinco veces la presión crítica P_{Cr} del fluido de trabajo seleccionado,

cumpliendo el fluido de trabajo seleccionado que, dentro del recinto termodinámico comprendido entre las temperaturas T_n y T_M , y las presiones

seleccionadas de baja, P_b y de alta, P_a , el valor medio, entre T_n y T_M , del calor específico a presión constante, C_p , para una isóbara, aumenta al aumentar la presión.

5 2 – Ciclo Brayton con refrigeración ambiental próxima a la isoterma crítica T_{Cr} del fluido de trabajo según reivindicación 1, **caracterizado** por que:

- la entrada al compresor (17) está definida por la temperatura mínima del fluido de trabajo, T_n , y la presión de la línea isóbara de baja, P_b , lo que proporciona un estado termodinámico inequívoco al que corresponde una entropía S_c , cuya línea isentrópica está caracterizada por un coeficiente fenomenológico k , que liga la razón entre las temperaturas de salida, T_{105} , y de entrada T_{104} , en el compresor, con la razón de compresión, c , según la ley

$$(T_{105}/T_{104}) = c^{(k-1)/k} ;$$
- 10 - la entrada a la máquina expansora (1) está definida mediante la selección de la isóbara de alta, P_a , que es igual al producto de la isóbara de baja por la razón de compresión c ; y el valor T_M de máxima temperatura alcanzada por el fluido de trabajo en el foco caliente, lo que proporciona un estado termodinámico inequívoco al que corresponde una entropía S_t , cuya línea isentrópica está caracterizada por un cociente entre calores específicos a presión constante y a volumen constante, γ ;
- 15 - la entrada a la máquina expansora (1) está definida mediante la selección de la isóbara de alta, P_a , que es igual al producto de la isóbara de baja por la razón de compresión c ; y el valor T_M de máxima temperatura alcanzada por el fluido de trabajo en el foco caliente, lo que proporciona un estado termodinámico inequívoco al que corresponde una entropía S_t , cuya línea isentrópica está caracterizada por un cociente entre calores específicos a presión constante y a volumen constante, γ ;
- 20 - la entrada a la máquina expansora (1) está definida mediante la selección de la isóbara de alta, P_a , que es igual al producto de la isóbara de baja por la razón de compresión c ; y el valor T_M de máxima temperatura alcanzada por el fluido de trabajo en el foco caliente, lo que proporciona un estado termodinámico inequívoco al que corresponde una entropía S_t , cuya línea isentrópica está caracterizada por un cociente entre calores específicos a presión constante y a volumen constante, γ ;

definiéndose un cociente ψ como:

$$\Psi = (k - 1)\gamma/(\gamma - 1)k$$

lo que define un ciclo en el que se anula el intercambio de calor regenerativo, y se tiene que la temperatura del fluido a la salida del compresor (17), y la temperatura del fluido a la salida de la máquina expansora (1), coinciden, llamándose T_a a dicho valor, como temperatura de ajuste, la cual queda definida por el valor de las isothermas T_n y T_M según la expresión:

$$T_a = (T_M^\Psi \cdot T_n)^{1/(1+\Psi)}$$

30 y la razón de compresión, c_{ar} , que se aplica en las máquinas de este ciclo ajustado real es:

$$c_{ar} = (T_M/T_n)^{1/(2 - (\gamma+k)/\gamma k)}$$

- 3 – Ciclo Brayton con refrigeración ambiental próxima a la isoterma crítica T_{Cr} del fluido de trabajo según reivindicaciones anteriores, **caracterizado** por que el ciclo está limitado por los valores mínimo T_n y máximo T_M de la temperatura del fluido de trabajo, quedando los ciclos regenerativos ideales identificados por la razón de compresión usada, que debe ser simultáneamente mayor que 1 y menor que c_a , siendo esta última

$$c_a = (T_M/T_n)^{\gamma/2(\gamma-1)}$$

y definiéndose una función de utilidad ideal L como:

$$L = (Q - E) / ((1+a) \cdot Q + (1+b) \cdot E + G)$$

10 donde:

- el numerador es la potencia neta generada en el ciclo, que es la entalpía añadida en el foco caliente (Q) menos la entalpía extraída en el foco frío (E);
- y el denominador es la suma las tres variaciones de entalpía: a) en la fase de calentamiento y la expansión (Q), b) en la fase de de enfriamiento y compresión (E) y c) en la fase de intercambio regenerativo (G), donde:

- $Q = C_p \cdot (T_M - T_M/x)$
- $E = C_p \cdot (T_n \cdot x - T_n)$
- $G = C_p \cdot (T_M/x - T_n \cdot x)$;

20 siendo "a" y "b" factores de ponderación elegidos en función de la maquinaria a emplear, $a > 1$, $b > 1$, y "x" un parámetro dado por

$$x = c^{(\gamma-1)/\gamma}$$

de manera que existe un valor óptimo de la razón de compresión, c_{max} , que maximiza la función de utilidad ideal L, y corresponde a:

25
$$c_{max} = x_{max}^{\gamma/(\gamma-1)}$$

donde x_{max} depende de los factores de ponderación "a" y "b" elegidos en función de la maquinaria a emplear, y de la razón de temperaturas r definida como el cociente entre T_M y T_n , de manera que:

$$x_{max} = ((2(a+b) + 4(a+b)^2 - 4(1+a+b - (1/r)) \cdot (1+a+b - r))^{1/2} / (2(1+a+b - (1/r))).$$

30

4 – Ciclo Brayton con refrigeración ambiental próxima a la isoterma crítica T_{Cr} del fluido de trabajo según reivindicaciones anteriores, **caracterizado** por que

en la zona de evolución del ciclo, el fluido de trabajo seleccionado tiene su calor específico a presión constante en la isóbara de alta, C_p^* , mayor que el calor específico a presión constante en la isóbara de baja, C_p' ; y el fluido de trabajo se selecciona de entre aquellos que satisfacen la expresión:

$$5 \quad x' - x < (1 - R) \cdot ((r/x) - 1)$$

donde:

$$x = c^{(y-1)/\gamma}$$

$$x' = c^{(k-1)/k}$$

$$R = C_p' / C_p^*$$

$$10 \quad r = T_M / T_n$$

siendo k el coeficiente fenomenológico que liga la razón entre las temperaturas de salida, T_{105} , y de entrada T_{104} , en el compresor, con la razón de compresión, c , según la ley

$$(T_{105}/T_{104}) = c^{(k-1)/k}.$$

15

5 – Ciclo Brayton con refrigeración ambiental próxima a la isoterma crítica T_{Cr} del fluido de trabajo según reivindicaciones precedentes, **caracterizado** por que se delimita una zona peri-crítica en un dominio de temperaturas que abarca desde la temperatura crítica T_{Cr} mas un incremento de delimitación, ΔT ,
 20 seleccionado entre 1 K y 40 K, y una temperatura fin de zona, T_{fin} cuyo valor se selecciona entre 1,5 veces T_{Cr} y 3 veces T_{Cr} , medida siempre en escala absoluta de temperaturas; quedando dicha zona-pericrítica delimitada en presión entre las isóbaras de una quinta parte de la presión crítica, P_{Cr} , y cinco veces dicha presión crítica, aunque este valor máximo de delimitación puede reducirse por
 25 consideraciones mecánicas; existiendo en dicha zona peri-crítica una isóbara denominada suprema, representada por su presión P_{sup} , en la cual la derivada del valor medio de C_p en esa isóbara, respecto de la razón de compresión medida respecto de la presión crítica, adquiere el valor más elevado de todas las isóbaras de esa zona; siendo esta isóbara suprema la isóbara que se selecciona
 30 como la isóbara de alta del ciclo; fijando la isóbara de baja por proporcionar el máximo de una función de utilidad real, que corresponde a una razón en la que el numerador es el trabajo específico neto del ciclo, medido como incremento de entalpía específica en el foco caliente, menos la entalpía específica cedida en el

- foco frío; y el denominador es la suma de los valores absolutos de la variación de entalpía específica de cada fase, ponderados con unos coeficientes, seleccionados en la aplicación de la invención que se trate, que evalúan el coste unitario de cada tipo de componente usado en cada fase; admitiendo en esta
- 5 prescripción que no existen impedimentos mecánicos en contra de tomar la isóbara suprema como isóbara de alta; y en caso de no poderse admitir ese valor P_{sup} por excesivo, se fija la isóbara de alta en el máximo valor tolerado en la aplicación en cuestión, y se maximiza la función de utilidad real según se ha definido; lo cual se materializa con las variaciones de entalpía específica, en
- 10 valor absoluto, que se producen en la aportación de calor en el foco caliente (Q); la extracción de calor en el foco frío (E); el calor intercambiado en el intercambiador regenerativo (G); y la variación total de entalpía en las máquinas, (M), sumando los valores absolutos de compresión y de expansión; a lo cual se añade un peso de ponderación m para M; y un peso de ponderación g para G y
- 15 para E, asignando a Q el peso unitario, de modo que m representa el coste relativo de manejar un Julio de energía en las máquinas, en relación con aportar un Julio en el foco caliente; y similarmente g representa en términos relativos lo que cuesta intercambiar un Julio en un intercambiador, siendo F la función de utilidad real definida como
- 20
$$F = (Q - E)/(m \cdot M + g \cdot G + g \cdot E + Q) = \eta / (m \cdot (M/Q) + g \cdot (G/Q) + g \cdot (1 - \eta) + 1).$$

- 6 – Ciclo Brayton con refrigeración ambiental próxima a la isoterma crítica T_{cr} del fluido de trabajo según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado** por que el calor aportado en el foco calorífero (9) procede de
- 25 alguna de las siguientes fuentes:
- una instalación de captación de energía termosolar,
 - de origen geotérmico,
 - de cualquier tipo de combustión,
 - de reacciones y radiaciones nucleares,
- 30 - del calor cedido de un ciclo Brayton de temperatura más alta, en su rama fría, que la temperatura del foco calorífero (9) de este ciclo.

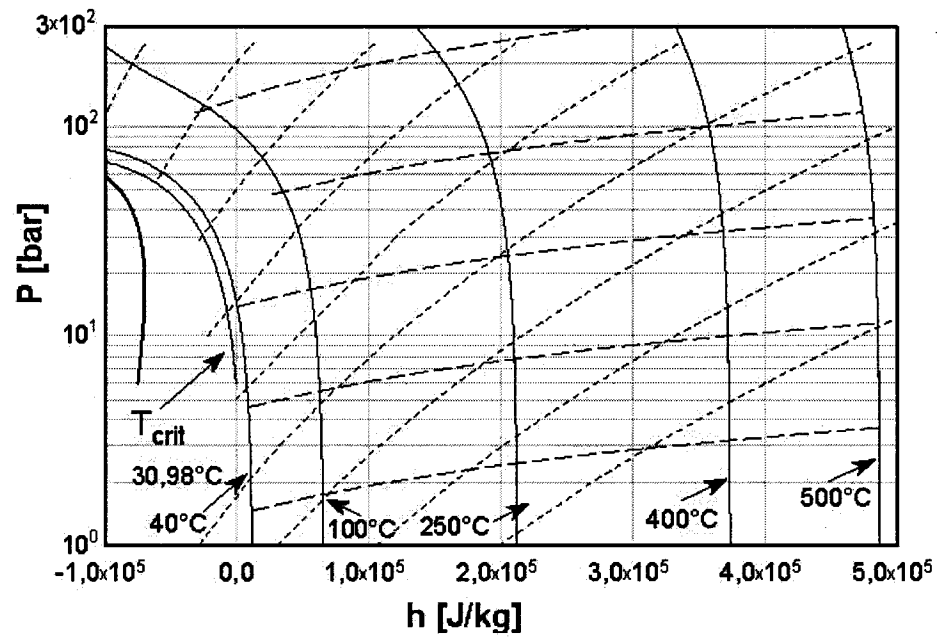


Figura 1

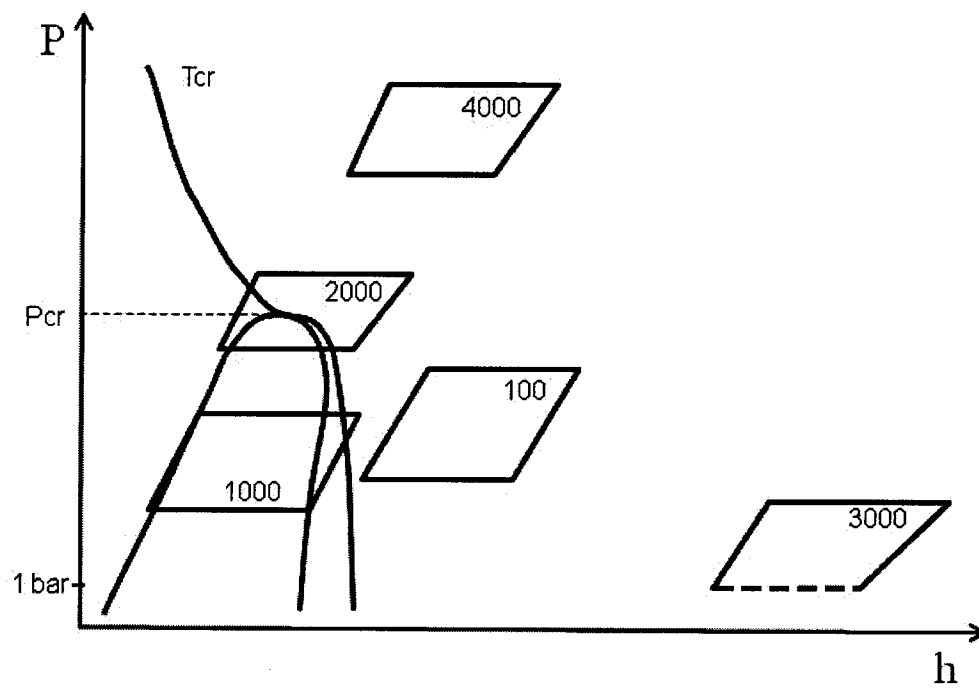


Figura 2

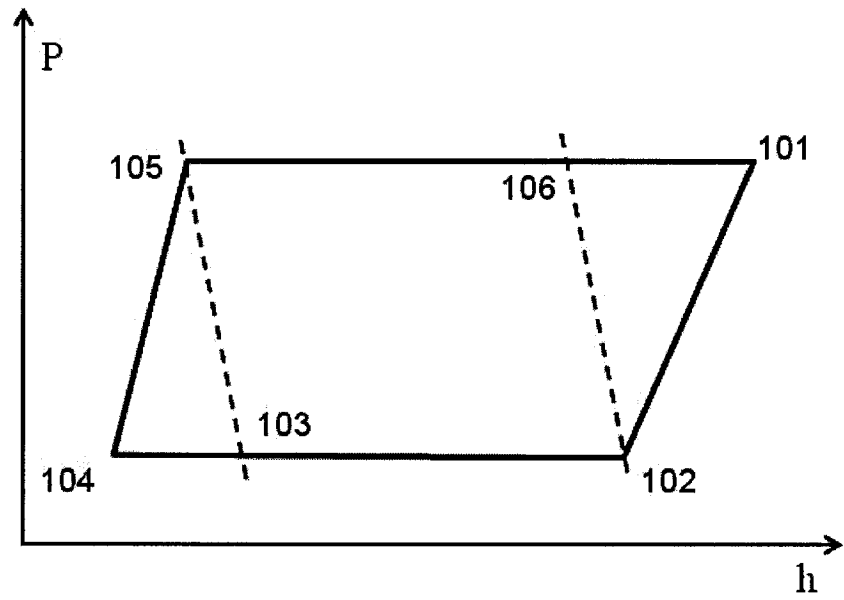


Figura 3

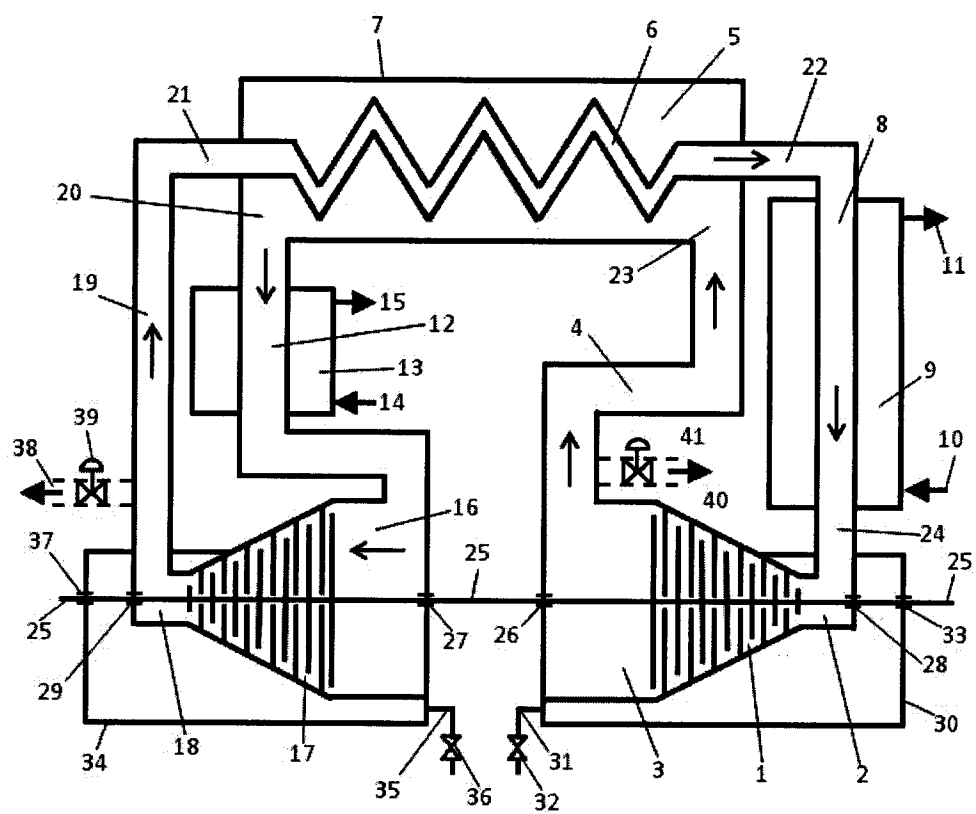


Figura 4

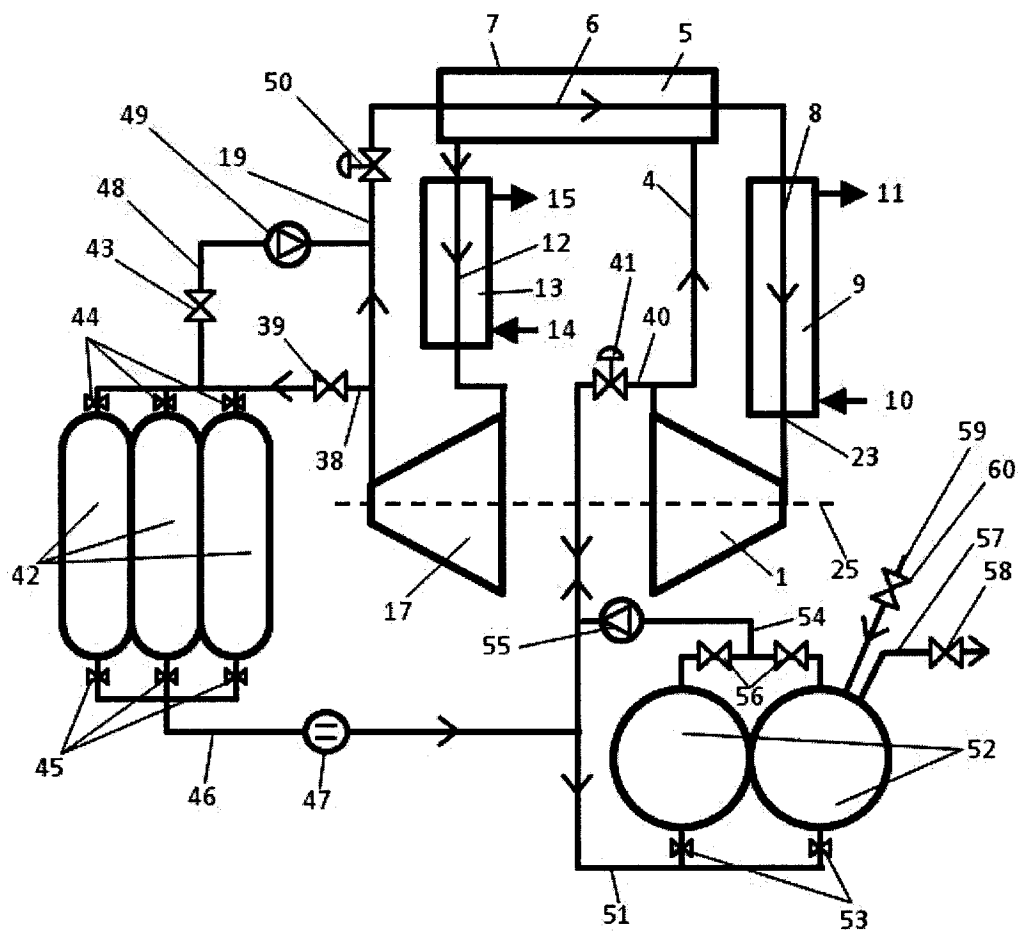


Figura 5

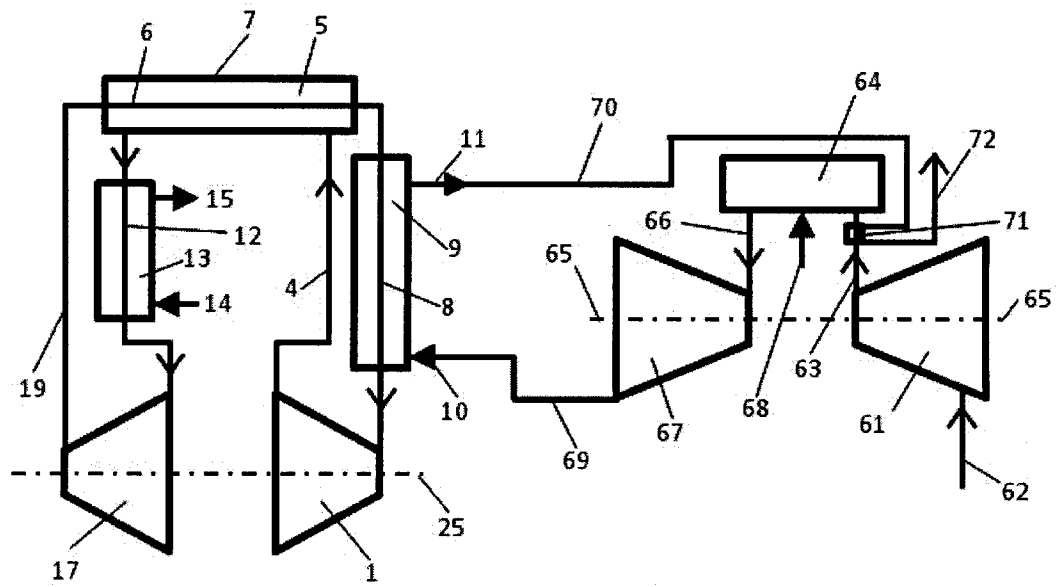


Figura 6



OFICINA ESPAÑOLA
DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

②① N.º solicitud: 201200343

②② Fecha de presentación de la solicitud: 30.03.2012

③② Fecha de prioridad:

INFORME SOBRE EL ESTADO DE LA TÉCNICA

⑤① Int. Cl.: **F02C1/10** (2006.01)
F02C7/10 (2006.01)

DOCUMENTOS RELEVANTES

Categoría	⑤⑥ Documentos citados	Reivindicaciones afectadas
A	JP S51143114 A (HITACHI LTD) 09.12.1976, figura 1.	1
A	US 2004006987 A1 (CARDENAS MANUEL M CARDENAS JR MANUEL M) 23.12.2003, figura 3.	1
A	AU 2010285056 A1 (KRONES AG) 15.03.2012, todo el documento.	1
A	EP 1566529 A1 (KAWASAKI HEAVY IND LTD et al.) 24.08.2005, figuras.	1

Categoría de los documentos citados

X: de particular relevancia

Y: de particular relevancia combinado con otro/s de la misma categoría

A: refleja el estado de la técnica

O: referido a divulgación no escrita

P: publicado entre la fecha de prioridad y la de presentación de la solicitud

E: documento anterior, pero publicado después de la fecha de presentación de la solicitud

El presente informe ha sido realizado

☒ para todas las reivindicaciones

☐ para las reivindicaciones nº:

Fecha de realización del informe
11.06.2013

Examinador
J. A. Celemín Ortiz-Villajos

Página
1/4

Documentación mínima buscada (sistema de clasificación seguido de los símbolos de clasificación)

F02C

Bases de datos electrónicas consultadas durante la búsqueda (nombre de la base de datos y, si es posible, términos de búsqueda utilizados)

INVENES, EPODOC

Fecha de Realización de la Opinión Escrita: 11.06.2013

Declaración

Novedad (Art. 6.1 LP 11/1986)	Reivindicaciones 1-6	SI
	Reivindicaciones	NO
Actividad inventiva (Art. 8.1 LP11/1986)	Reivindicaciones 1-6	SI
	Reivindicaciones	NO

Se considera que la solicitud cumple con el requisito de aplicación industrial. Este requisito fue evaluado durante la fase de examen formal y técnico de la solicitud (Artículo 31.2 Ley 11/1986).

Base de la Opinión.-

La presente opinión se ha realizado sobre la base de la solicitud de patente tal y como se publica.

1. Documentos considerados.-

A continuación se relacionan los documentos pertenecientes al estado de la técnica tomados en consideración para la realización de esta opinión.

Documento	Número Publicación o Identificación	Fecha Publicación
D01	JP S51143114 A (HITACHI LTD)	09.12.1976

2. Declaración motivada según los artículos 29.6 y 29.7 del Reglamento de ejecución de la Ley 11/1986, de 20 de marzo, de Patentes sobre la novedad y la actividad inventiva; citas y explicaciones en apoyo de esta declaración

En el estado de la técnica se han encontrado algunos documentos relacionados con la solicitud presentada, pero que no anulan la novedad ni la actividad inventiva de la misma. Se comenta, a continuación, el documento más cercano.

En D01 se difunde un ciclo Brayton (ver figura 1) con algunas características técnicas comunes con la invención solicitada, a saber (las referencias hacen alusión a D01): ciclo Brayton que evoluciona en un ciclo cerrado con una fase de expansión en una máquina expansora (55); un enfriamiento regenerativo en un intercambiador regenerativo (52); una refrigeración exterior con un foco frío con su refrigerador (ver figura 1); una compresión en un compresor (56); un calentamiento regenerativo en el intercambiador regenerativo (52); y una aportación de calor en un foco calorífico (53).

Sin embargo, en la solicitud presentada se difunden unas condiciones específicas de funcionamiento de dicho ciclo (como la temperatura crítica de fluido de trabajo, presión de alta, presión de baja, etc) que optimizan dicho funcionamiento. Estas condiciones de funcionamiento, o bien no se especifican en D01, o bien son diferentes a las de la solicitud presentada.

Por tanto, existen características técnicas de la solicitud presentada que no se encuentran como tal en el estado de la técnica, ni se deducen de una manera evidente para un experto en la materia, por lo que dicha solicitud posee novedad y actividad inventiva, de acuerdo con los artículos 6 y 8 de la ley 11/1986 de Patentes.